

**Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”**

**Facultad de Mecánica**



**TRABAJO DE DIPLOMA**

**Propuesta para la modificación al sistema de tiro forzado de las calderas EVELMA III de 35 ton/h de la UEB central azucarero “14 de julio”**

**Tesis en opción al título de ingeniero Mecánico**

**Por**

**Autor: Mario Javier Mayolino Peñalver**

**Tutor(s): Dr. Julio Gómez Sarduy.**

**Ing. Mario Sergio Quintana Valladares.**

**Cienfuegos, 2018**

**DECLARACIÓN DE AUTORIDAD  
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS**



Sistema de Documentación y Proyecto. Hago constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

---

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

---

Información Científico Técnico  
Nombre y Apellidos. Firma.

---

Firma del Vice Decano.  
Nombre y Apellidos.

---

Firma del Tutor.

---

Sistema de Documentación y Proyecto.  
Nombre y Apellido. Firma.

## **Pensamiento**

“Una tesis es como una partida de ajedrez, tiene cierto número de movimiento, pero desde el principio hay que estar capacitado para predecir los movimientos a efectuar con vista a dar jaque mate al adversario”.

**UMBERTO**

**ECO**

## **Agradecimientos**

A todo el claustro de profesores que me ayudaron a mi formación profesional.

A mis tutores: Dr. Julio R. Gómez Sarduy y al Ing: Mario Sergio Valladares Quintana, por todo su incondicional apoyo, ellos me dieron la mano cuando muchos me dieron la espalda en una etapa difícil de mi carrera.

A mi abuela por su incansable dedicación en todo momento.

A mi papá por ayudarme y guiarme en cada una de mis decisiones.

A mis compañeros de estudio que siempre me apoyaron de una u otra forma.

## **DEDICATORIA**

El camino para llegar hasta aquí no ha sido fácil, este es el resultado del apoyo que me han brindado todos mis profesores, familia y amigos. Por este motivo quiero dedicarles la tesis a todos ellos. Pero especialmente a mi recientemente fallecida madre, que siempre me encaminó a hacerme una persona de bien y no está aquí para ver este momento.

## **Resumen**

El presente trabajo está especialmente dirigido a la selección del ventilador de tiro forzado en las calderas EVELMA III de la UEB central 14 de Julio y el motor correspondiente para su accionamiento, además de la selección de variador de velocidad como método de control de flujo para el uso eficiente de la energía eléctrica en dicho central. Para ello se realizó una búsqueda bibliográfica para ampliar los conocimientos acerca del uso de los ventiladores industriales y los variadores de velocidad y su función en un generador de vapor, se realizaron los cálculos pertinentes demostrando la necesidad de remplazar el ventilador existente y la utilización del variador de velocidad. Se muestra el análisis de factibilidad económica a partir de método de flujo descontado teniendo un VPN positivo y recuperándose en un término de 2 años.

## **Abstract**

The present work is especially directed to the selection of the forced draft fan in the EVELMA III boilers of the central UEB 14 de Julio and the corresponding motor for its activation, in addition to the selection of speed variator as a method of flow control for the efficient use of electric power in said power station. To do this, a bibliographic search was carried out to expand knowledge about the use of industrial fans and variable speed drives and their function in a steam generator; the relevant calculations were made demonstrating the need to replace the existing fan and the use of the inverter of speed. The economic feasibility analysis is shown using the discounted flow method, having a positive NPV and recovering in a term of 2 years.

## Contenido

<b>Capítulo 1 Generalidades</b> .....	5
1.1 Generadores de vapor en la industria azucarera.....	5
1.2 Funcionamiento del generador de vapor:.....	6
1.3 Tipos de calderas.....	7
1.4 Tiro forzado en calderas.....	10
1.4.1 Condiciones básicas de operación con tiro forzado.....	10
1.5 Generación de energía en un central azucarero.....	11
1.5 Descripción del proceso .....	11
1.5.1 Generación de energía en el central 14 de julio .....	12
1.6 Ventiladores industriales.....	12
1.6.1 Introducción al estudio de los ventiladores industriales .....	12
1.6.2 Comparación entre los ventiladores centrífugos y axiales .....	18
1.6.3 Evolución histórica de la compra y desarrollo de los ventiladores centrífugos para la industria azucarera nacional; tendencias actuales. ....	18
1.6.4 Selección del ventilador basado en su aplicación .....	19
1.6.5 Leyes de afinidad en los ventiladores .....	19
1.6.6 Métodos de control de la capacidad de ventiladores.....	20
1.7 Variadores de velocidad.....	26
1.7.1 Introducción al estudio de variadores de velocidad .....	26
1.7.2 Funcionamiento del variador de velocidad.....	26
1.7.3 Ahorro energético que se puede obtener con un variador de velocidad .....	27
1.7.4 Ventajas del uso de variadores de velocidad .....	28
1.7.5 Cómo seleccionar el variador de velocidad.....	28
1.8 Conclusiones parciales .....	29
<b>Capítulo 2 Cálculo del caudal a suministrar por el ventilador de tiro forzado, su selección.</b> .....	30
2.1 Características técnicas del equipamiento instalado.....	30
2.2 Metodología de cálculo del caudal de gases a suministrar por el VTF. ....	31
2.3 Selección del ventilador de tiro forzado primario.....	36
2.3.1 Cálculo del consumo de potencia del ventilador ( $N_v$ ) .....	40
2.3.2 Cálculo de la potencia en el eje del motor eléctrico para el ventilador .....	40
2.4 Conclusiones parciales del capítulo 2.....	45

<b>Capítulo 3. Selección del variador de velocidad y análisis de factibilidad económica.</b>	46
3.1 Determinación del flujo de vapor total generado en las calderas	46
3.2 Volumen de aire a suministrar por los ventiladores de tiro forzado para diferentes condiciones.	48
3.3 Selección del rango de velocidades	50
3.4 Selección del variador de velocidad	50
3.5 Factibilidad económica del uso de variadores en el ventilador de tiro forzado de la caldera EVELMA III del UEB central 14 de Julio.	51
3.6 Cálculo de la tarifa eléctrica de venta	54
3.7 Conclusiones parciales del capítulo	57
<b>Conclusiones generales</b>	58
<b>Recomendaciones</b>	59
Bibliografía	60
<b>Anexos</b>	62

## Introducción

La producción mundial de caña de azúcar es de casi 1,700 millones de toneladas y abarca un área de 24 millones de ha. Siendo Brasil el mayor productor que con 720 millones de toneladas genera más del 40 % de la producción mundial. A nivel global la industria azucarera se especializa también en la producción de combustibles y otros derivados químicos. Se produce también alimento animal a partir de subproductos además de la producción de energía eléctrica a través de la cogeneración, proceso dirigido a un mayor aprovechamiento de la biomasa para hacerle frente a los altos precios que alcanzan los combustibles fósiles en el mercado mundial. La caña de azúcar se introdujo en Cuba en 1511 y ya en el siglo XIX se producían anualmente un millón de toneladas de azúcar. La Agroindustria Azucarera fue una de las principales industrias y la mayor exportación de Cuba, hoy en día sobreviven 54 centrales azucareros luego de que hacia el 2002 se inició el desmantelamiento del 64 % de ellos tras la caída de los precios del azúcar en el mercado mundial.

El central 14 de julio de Cienfuegos, situado en el municipio de Rodas perteneciente al grupo empresarial AZCUBA, sobresaliente en el plan de molienda y producción de azúcar, ostentando el 1er lugar en Cuba en este sector. El mismo tiene tres calderas Evelma III con una producción ahora de 35 t/h de generación de vapor, una planta de generación de energía con dos generadores de 4MW, luego de modificaciones realizadas en los últimos años, puesto que era de 25 t/h. Los accesorios tales como los ventiladores de tiro forzado no se tuvieron en cuenta a la hora en que se realizaron dichas transformaciones en la caldera, diseñados para calderas de 25 ton/h, pero por falta de presupuesto no se cambiaron para la nueva demanda lo que provoca que estos han de estar

trabajando a máxima capacidad de forma permanente y aún en esta situación las calderas no pueden trabajar a su capacidad nominal (35 t/h de generación de vapor y 18 ATA de presión). Esto se debe a que los ventiladores de tiro forzado no puedan manejar el volumen de aire necesario para la combustión ante la nueva demanda de vapor.

Una mejora a tener en cuenta, además de seleccionar un nuevo ventilador para el tiro forzado sería el empleo de variadores de frecuencia como método más eficiente de control de caudal. Siendo una tendencia internacional en el sector industrial, su uso aumenta el período entre mantenimientos del sistema mecánico debido al arranque suave que produce, pero sin dudas una de sus mayores ventajas en la industria azucarera es que producto del ahorro energético que produce, el central es capaz de auto abastecerse energéticamente y de entregar mayor cantidad de corriente eléctrica a la red nacional.

### **Antecedentes**

En aras de aumentar la capacidad de producción en las calderas estas han estado sujetas a modificaciones teniendo un aumento de 25 a 35 t/h, los ventiladores de tiro forzado no se tuvieron en cuenta a la hora de modificar las calderas, lo que provoca que estos no puedan manejar el volumen de aire necesario para la combustión ante la nueva demanda de vapor.

### **Problema de Investigación**

El sistema de tiro forzado de la caldera EVELMA III del central azucarero 14 de julio no satisface los requerimientos exigidos para el aumento de la capacidad de la caldera de 35 t/h y la regulación en condiciones de operación a cargas parciales.

### **Objetivo general**

Realizar una propuesta de modificación al sistema de tiro forzado de la caldera Evelma III de 35 t/h del central azucarero 14 de julio y determinar su factibilidad técnica y económica.

### **Objetivos específicos**

1. Realizar una búsqueda bibliográfica sobre la selección de ventiladores centrífugos para el tiro forzado.
2. Calcular el caudal de aire a suministrar por el ventilador de tiro forzado y seleccionar el conjunto motor-ventilador acorde a las exigencias de caudal y carga determinados.
3. Seleccionar un variador de velocidad para el ventilador de tiro forzado y determinar la factibilidad económica del mismo.

### **Hipótesis de investigación**

Si se modifica el sistema de tiro forzado del central 14 de julio, incluyendo técnicas de variación de velocidad, se garantiza el funcionamiento adecuado de los generadores de vapor a la vez que disminuye el consumo de energía requerido para su operación.

# Capítulo 1 Generalidades

## 1.1 Generadores de vapor en la industria azucarera

### Definiciones

**Caldera:** es un recipiente metálico, cerrado, destinado a producir vapor o calentar agua, mediante la acción del calor a una temperatura superior a la del ambiente y presión mayor que la atmosférica.

**Generador de vapor:** Se llama así al conjunto o sistema formado por una caldera y sus accesorios. En la práctica se habla de “calderas” refiriéndose a todo el conjunto o “generador de vapor”. Por tal razón, en adelante, usaremos indistintamente ambos términos.

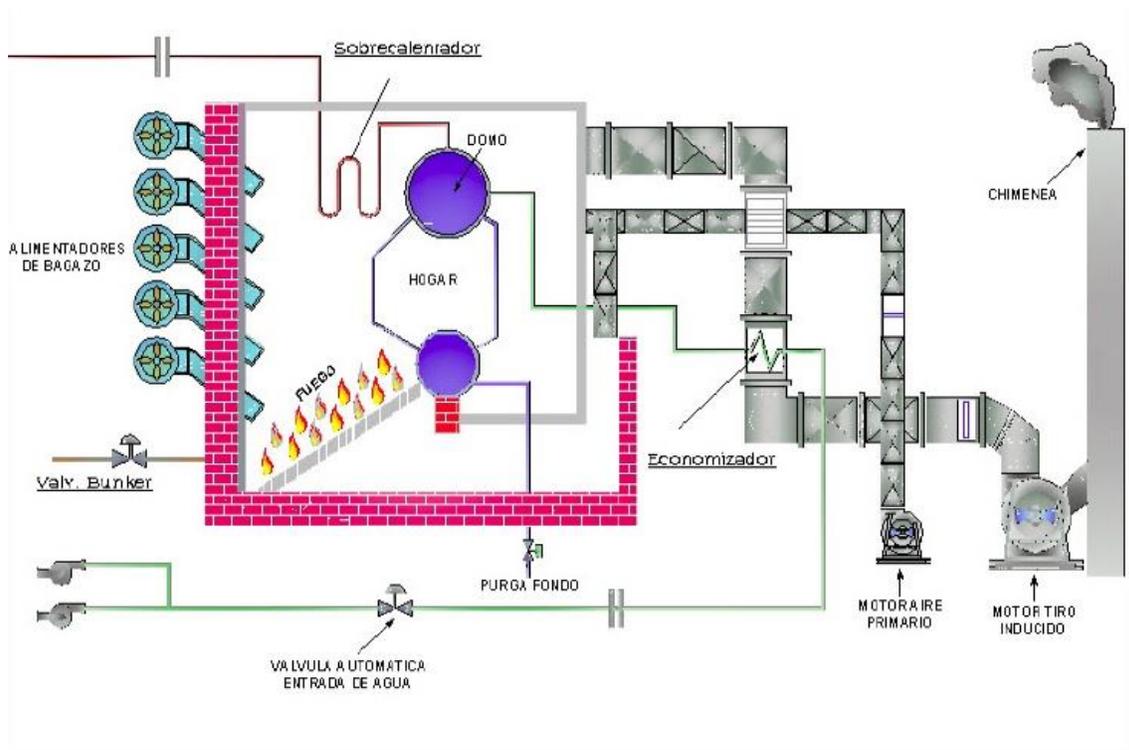
Las calderas o generadores de vapor son dispositivos cuyo objetivo es: Generar agua caliente para calefacción y uso general. Además de generar vapor para plantas de fuerza, procesos industriales o calefacción. (UNEFA APURE, 2013)

### Partes de un generador de vapor

- Quemadores
- Hornos
- Paredes de agua
- Domo
- Sobrecalentadores
- Economizador
- Calentador de aire
- Ventilador de tiro forzado
- Ventiladores de tiro inducido
- Bomba de alimentación

## **1.2 Funcionamiento del generador de vapor:**

El agua se impulsa al generador de vapor mediante la bomba de alimentación, la que la hace circular de forma forzada por el economizador; éste es un equipo formado por bancadas de tubos interconectados mediante colectores o cabezales, por dentro de los tubos circula el agua y por fuera los gases calientes. La función del economizador es calentar el agua, generalmente hasta una temperatura inferior a la de saturación correspondiente a la presión a la que se encuentra el agua; esto se hace con el objetivo de que el agua no entre fría al domo y evitar contracciones que pueden provocar rotura. El agua entra al domo después de salir del economizador; en él se produce la separación del vapor y el agua, el agua que entra al domo sale de éste por los tubos llamados descendentes que alimentan los colectores inferiores de las paredes de agua; éstos son tubos que cubren la mayor parte de la superficie interior del horno, por los tubos circula el agua y por fuera están los gases calientes y las llamas, éstas transfieren a los tubos una gran cantidad de calor por radiación y por convección; se forma entonces en el interior de los tubos una mezcla de vapor y agua que asciende por la pared de tubos producto a la disminución de su densidad. Las paredes de agua tienen colectores en su parte superior, a través de los cuales se descarga la mezcla agua-vapor al domo. En el domo, el vapor se separa del agua acumulándose en la parte superior de donde es extraído para ir a los sobrecalentadores. Los sobrecalentadores de vapor tienen la función de hacer que el vapor adquiera una temperatura superior a la de saturación, correspondiente a la presión a que se encuentran, para que salga del generador con mayor entalpía. El agua que no pasó a vapor va de nuevo a los tubos descendentes y se repite el ciclo. En la figura 1.1 se muestra un esquema de un generador de vapor de una industria azucarera donde podemos observar cada una de sus partes. (UNEFA APURE, 2013)



**Figura 1.1** Generador de vapor en la industria azucarera Fuente: (UNEFA APURE, 2013)

### 1.3 Tipos de calderas

#### Calderas Piro-tubulares

Se denominan piro-tubulares por ser los gases calientes procedentes de la combustión de un combustible, los que circulan por el interior de tubos cuyo exterior esta bañado por el agua de la caldera. El combustible se quema en un hogar, en donde tiene lugar la transmisión de calor por radiación, y los gases resultantes, se les hace circular a través de los tubos que constituyen el haz tubular de la caldera, y donde tiene lugar el intercambio de calor por conducción y convección. Según sea una o varias las veces que los gases pasan a través del haz tubular, se tienen las calderas de uno o de varios pasos. En el caso de calderas de varios pasos, en cada uno de ellos, los humos solo atraviesan un determinado número de tubos, cosa que se logra mediante las denominadas cámaras de humos. Una vez realizado el intercambio térmico, los humos son expulsados al exterior a través de la chimenea.

#### Calderas Acuotubulares

En estas calderas, al contrario de lo que ocurre en las pirotubulares, es el agua el que circula por el interior de tubos que conforman un circuito cerrado a través del calderín o calderines que constituye la superficie de intercambio de calor de la caldera. Adicionalmente, pueden estar dotadas de otros elementos de intercambio de calor, como pueden ser el sobrecalentador, recalentador, economizador, etc. Estas calderas, constan de un hogar configurado por tubos de agua, tubos y refractario, o solamente refractario, en el cual se produce la combustión del combustible y constituyendo la zona de radiación de la caldera. Desde dicho hogar, los gases calientes resultantes de la combustión son conducidos a través del circuito de la caldera, configurado este por paneles de tubos y constituyendo la zona de convección de la caldera. Finalmente, los gases son enviados a la atmósfera a través de la chimenea.

**Zonas de las calderas:** En toda caldera se distinguen dos zonas importantes:

a) Zona de liberación de calor u hogar o cámara de combustión: Es el lugar donde se quema el combustible. Puede ser interior o exterior con respecto al recipiente metálico.

b) Zona de tubos: Es la zona donde los productos de la combustión (gases o humos) transfieren calor al agua principalmente por convección (gases - agua). Está constituida por tubos dentro de los cuales pueden circular los humos o el agua.

**Domo:** es el sitio donde se almacena el agua que ingresa a la caldera y es aquí donde el agua cambia de estado de líquido a vapor sobresaturado este vapor se caracteriza por no tener humedad para evitar problemas de operación en las turbinas de vapor. Se debe mantener un nivel constante en el mismo para una buena operación.

**Economizador:** es el sitio donde se realiza el intercambio de calor entre el agua que ingresa a la caldera y los gases de salida de combustión, de manera que el agua gane energía calórica antes de ingresar al domo.

**Hogar:** es el lugar donde se realiza la combustión; aquí ingresa el combustible, Bagazo o bunker, el cual produce el calor necesario para producir el vapor a las condiciones antes mencionadas.

**Alimentadores de combustible:** el combustible puede ser alimentado mediante tolvas alimentadoras en el caso de bagazo, o mediante una válvula de ingreso si se trata del bunker.

**Ventilador de tiro Inducido:** es el dispositivo que extrae los gases de la combustión de la caldera para ser expulsados a través de una chimenea, cumple una función importante de mantener una depresión constante en el hogar para mejorar la extracción de los gases de la combustión.

**Válvula de seguridad:** esta válvula actúa en casos de emergencia cuando por algún motivo se eleva la presión del domo hasta un valor que pone en peligro la operación de la caldera en ese momento esa válvula se abre para enviar el vapor a la atmósfera, por lo general actúa cuando la presión llega a 1.5 veces la presión nominal.

**Bomba de lavado de gases:** son las encargadas de bombear agua hacia las chimeneas y mediante un sistema de aspersion atrapar la ceniza que proviene de la combustión, de tal forma que se minimiza el impacto ambiental por la quema del bagazo.

**Parrilla giratoria:** es un sistema que se utiliza para evacuar los residuos de la combustión que se efectúa en Hogar. Las calderas con parámetros de operación superiores, es decir, temperatura de vapor 380°C y presión de vapor 600 psi, tienen un principio de operación similar y sus partes principales son parecidas, difieren en ciertos aspectos de diseño ya que por operar a una mayor presión requieren ser más eficientes en la combustión por lo que adicionalmente tienen los siguientes elementos:

**Sopladores de Hollín:** es un sistema que se utiliza para desprender el hollín generado por la combustión que se adhiere en las paredes del domo y del hogar; se trabaja con aire a presión y su ciclo de soplado es diario.

**Ventilador de tiro forzado:** Tiene como finalidad soplar aire al Hogar para esparcir el combustible (Bagazo) y formar un torbellino evitando que este caiga sobre las parrillas amontonándose y mejorando así significativamente la combustión.

**Válvula de Partida:** cumple dos funciones: la primera cuando arranca la caldera antes de entrar en línea con el despacho, esta válvula se abre enviando el vapor a la atmósfera para así controlar la elevación de la presión del domo hasta llegar al valor nominal, la segunda cumple la función de seguridad en caso de que haya una sobrepresión en el domo; ésta se abre automáticamente para aliviar esta presión y evitar rupturas en las tuberías del domo o inclusive explosión de la caldera. Trabajar el sistema con calderas de alta presión permite tener mayor eficiencia en el proceso puesto que los turbogeneradores trabajan mejor y producen mayor energía eléctrica. (UNEFA APURE, 2013)

#### **1.4 Tiro forzado en calderas**

Se denomina tiro a la diferencia de presión, medida entre un punto cualquiera del sistema y la atmósfera. Esta diferencia de presión se suele expresar en mm.c.a., cm.c.a y/o en in.c.a. Generalmente es medida por un tubo en U o bien por sensores de presión.

Tiene como primer objetivo crear el ingreso de aire que se requiere para la combustión del combustible y al mismo tiempo desplazar los productos gaseosos desde la zona de combustión hacia el exterior. Para ello los gases deberán vencer las pérdidas de carga que aparecen en su recorrido por el generador de vapor. Un segundo objetivo es establecer un punto de equilibrio de operación.

En el tiro forzado, el ventilador principal se encuentra posicionado antes de la cámara de combustión con lo cual la presión en la misma será positiva. El aire es comprimido por ventiladores antes de llegar a la zona de combustión. (Sanchis, 2017)

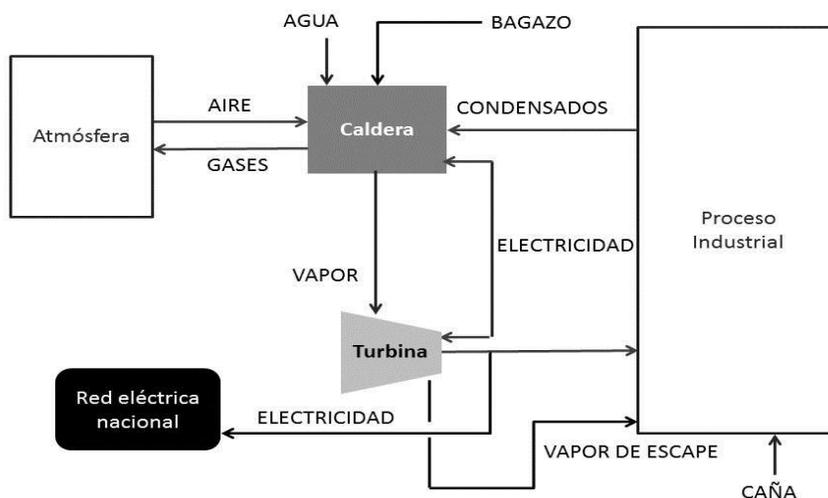
##### **1.4.1 Condiciones básicas de operación con tiro forzado**

- El ventilador opera con aire fresco

- El ventilador se puede colocar en cualquier parte que sea conveniente
- El tiro necesario deberá ser suficiente para vencer las resistencias del ducto de aire, precalentador y la capa de combustible sobre la parrilla.

### 1.5 Generación de energía en un central azucarero

En la figura 1.2 se muestra un esquema simplificado del sistema energético de un central azucarero, mostrando específicamente los flujos de materiales y energía que entran y salen al generador de vapor. Este proceso de generación de energía será explicado en el siguiente epígrafe.



**Figura 1.2 Típico proceso de generación de energía en un ingenio Fuente:** (Muñoz, 2015)

### 1.5 Descripción del proceso

La caldera es el equipo central donde se origina la energía térmica en forma de vapor, fluido que se utiliza para dar movimiento rotativo a turbinas de vapor acopladas a generadores, en dichos generadores es donde se genera la energía eléctrica; tanto la electricidad como el vapor de escape en las turbinas es utilizado para consumo interno y para la venta externa.

Al proceso brevemente descrito anteriormente se le conoce como Cogeneración, ya que la energía interna contenida en el bagazo se libera a través de la

combustión, el calor que es energía en tránsito se transfiere al agua dentro de los tubos de la caldera donde se vaporiza y es conducido hasta la turbina donde la energía de velocidad realiza un trabajo en el eje de la turbina y del generador, la energía mecánica se transforma en las bobinas del generador y se traduce en corriente eléctrica, a su vez la turbina descarga vapor aún con un considerable contenido calórico, el cual es utilizado por el proceso industrial del azúcar. Por lo tanto, la cogeneración de los ingenios es un proceso de calor - energía eléctrica - calor, todos a partir de la misma fuente de energía.

Los ingenios obtienen su energía eléctrica y térmica operando sus plantas de potencia en dos ciclos termodinámicos basados en el ciclo de Rankin simple y Rankin con Recuperación de calor, los dos ciclos se presentan con diversas combinaciones de capacidades y parámetros de operación pero ambos con los mismos fines. (Muñoz, 2015)

### **1.5.1 Generación de energía en el central 14 de julio**

En el central 14 de julio durante la zafra 2014 -2015 se generó alrededor de 100080 kWh diarios, equivalentes a 4,167MW por hora esto era debido a que operaba con dos generadores uno de 4 MW y otro de 2,5 MW pero las calderas no trabajaban a su máxima capacidad, hoy en día cuenta con dos generadores de 4 MW cada uno y la generación de kWh no está cerca de lo que debería producir, puesto que continúan sin explotarse las calderas a su máxima capacidad.

Una de las causas de esta pobre utilización de las capacidades instaladas es que las calderas fueron remodeladas para llevarlas de 25 a 35 t/h, como se explicó anteriormente, sin embargo, los equipos auxiliares no fueron adecuados a las nuevas exigencias por falta de presupuesto. Dentro de estos equipos se encuentran los ventiladores tanto de tiro inducido como forzado (Ing. De Leon, 2018).

## **1.6 Ventiladores industriales**

### **1.6.1 Introducción al estudio de los ventiladores industriales**

**Definiciones:**

**Ventilador:** Máquina rotativa que transmite energía al fluido que circula por ella, bajo la forma de aumento de presión.

**Caudal:** Flujo volumétrico determinado para la densidad del aire.

**Presión estática:** Presión del aire debida solo a su grado de compresión. Puede ser positiva o negativa. En el ventilador es la diferencia entre la presión estática de salida y la presión total a la entrada.

**Presión Dinámica:** Presión del aire debida solo a su movimiento. La presión dinámica puede ser solo positiva. En el ventilador será la correspondiente al promedio de las velocidades a la salida del ventilador.

**Presión Total:** Presión del aire debida a su compresión y movimiento. Es la suma algebraica de las presiones dinámica y estática en un punto determinado. Por lo tanto, si el aire está en reposo, la presión total es igual a la presión estática. En el ventilador será la diferencia entre las presiones totales determinadas a la salida y a la entrada del mismo.

### **Clasificación de ventiladores**

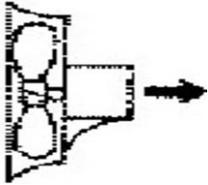
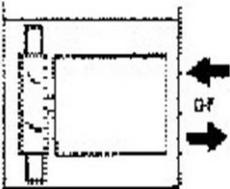
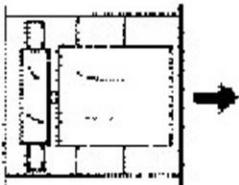
Los ventiladores se dividen en dos grandes grupos:

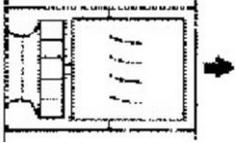
#### **Ventiladores axiales:**

Son aquellos en los cuales el flujo de aire sigue la dirección del eje del mismo. Se suelen llamar helicoidales, pues el flujo a la salida tiene una trayectoria con esa forma. En líneas generales son aptos para mover grandes caudales a bajas presiones. Con velocidades periféricas medianamente altas son en general ruidosos. Suelen sub-clasificarse, como se muestra en la tabla 1, por la forma de su envolvente:-(Chicago Blower Argentina S.A, 2006)

**Tabla 1.1 Ventiladores axiales Fuente:** (Chicago Blower Argentina S.A, 2006)

VENTILADOR	DESCRIPCION	APLICACION
------------	-------------	------------

 <p>HELICOIDAL</p>	<p>Ventiladores aptos para mover grandes caudales de aire con bajas presiones. Son de bajo rendimiento. La transferencia de energía se produce mayoritariamente en forma de presión dinámica.</p>	<p>Se aplica en circulación y extracción de aire en naves industriales. Se instalan en pared sin ningún conducto. Utilizados con objetivo de renovación de aire.</p>
 <p>TUBE AXIAL</p>	<p>Tienen rendimiento algo superior al anterior y es capaz de desarrollar una presión estática mayor. Por su construcción es apto para intercalar en conductos.</p>	<p>Se utiliza en instalaciones de ventilación, calefacción y aire acondicionado que requieran altos caudales con presión media a baja. También se utiliza en algunos sistemas industriales como cabinas de pintura y extracciones localizadas de humos.</p>
	<p>Con diseños de palas AIRFOIL, permiten obtener presiones medias y altas con buenos rendimientos.</p>	<p>Tiene aplicaciones similares a los TUBEAXIAL, pero con la ventaja de tener un flujo más uniforme y la</p>

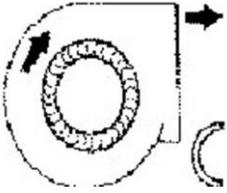
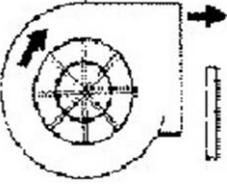
<p>VANE AXIAL</p>	<p>Las palas pueden ser fijas o de ángulo ajustable</p>	<p>posibilidad de obtener presiones mayores. Para una determinada prestación es relativamente más pequeño que el ventilador centrifugo equiparable.</p>
 <p>CENTRIFOIL</p>	<p>Se trata de un ventilador con rotor centrífugo, pero de flujo axial. Es decir reúne las ventajas del ventilador centrífugo y la facilidad de montaje de un axial con el consiguiente ahorro de espacio.</p>	<p>Las mismas aplicaciones que el ventilador VANEAXIAL.</p>

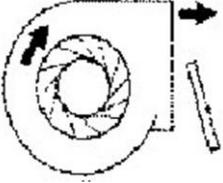
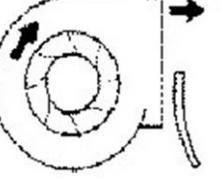
**Ventiladores centrífugos:**

Son aquellos en los cuales el flujo de aire cambia su dirección, en un ángulo de 90°, entre la entrada y salida. Se suelen sub-clasificar, según la forma de las palas o álabes del rotor, como se muestra en la tabla 2

**Tabla 1.2 Ventiladores centrífugos Fuente:** (Chicago Blower Argentina S.A, 2006)

<b>VENTILADOR</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>APLICACION</b>
-------------------	--------------------	-------------------

 <p><b>CURVADAS HACIA ADELANTE</b></p>	<p>Rotor con palas curvadas hacia adelante, apto para caudales altos y bajas presiones. No es auto limitante de potencia. Para un mismo caudal y un mismo diámetro de rotor gira a menos vueltas con menor nivel sonoro.</p>	<p>Se utiliza en instalaciones de ventilación, calefacción y aire acondicionado de baja presión.</p>
 <p><b>PALAS RADIALES</b></p>	<p>Rotor de palas radiales. Es el diseño más sencillo y de menor rendimiento. Es muy resistente mecánicamente, y el rodete puede ser reparado con facilidad. El diseño le permite ser auto limpiante. La potencia aumenta de forma continua al aumentar el caudal.</p>	<p>Empleado básicamente para instalaciones industriales de manipulación de materiales. Se le puede aplicar recubrimientos especiales anti-desgaste. También se emplea en aplicaciones industriales de alta presión.</p>

 <p><b>INCLINADAS HACIA ATRAS</b></p>	<p>Rotor de palas planas o curvadas inclinadas hacia atrás. Es de alto rendimiento y auto limitador de potencia. Puede girar a velocidades altas.</p>	<p>Se emplea para ventilación, calefacción y aire acondicionado. También puede ser usado en aplicaciones industriales, con ambientes corrosivos y/o bajos contenidos de polvo.</p>
 <p><b>AIRFOIL</b></p>	<p>Similar al anterior, pero con palas de perfil aerodinámico. Es el de mayor rendimiento dentro de los ventiladores centrífugos. Es auto limitante de potencia.</p>	<p>Es utilizado generalmente para aplicaciones en sistemas de HVAC y aplicaciones industriales con aire limpio. Con construcciones especiales puede ser utilizado en aplicaciones con aire sucio.</p>
 <p><b>RADIAL TIP</b></p>	<p>Rotores de palas curvadas hacia delante con salida radial. Son una variación de los ventiladores radiales,</p>	<p>Como los radiales estos ventiladores son aptos para trabajar en aplicaciones industriales con movimiento de</p>

	<p>pero con mayor rendimiento. Aptos para trabajar con palas anti desgaste. Son auto limpiante. La potencia aumenta de forma continua al aumento del caudal.</p>	<p>materiales abrasivos, pero con un mayor rendimiento.</p>
--	--	---

### **1.6.2 Comparación entre los ventiladores centrífugos y axiales**

Los ventiladores centrífugos son más fáciles de controlar, más fuertes y menos ruidosos que los de flujo axial. Su eficiencia no cae con tanta rapidez cuando funcionan en condiciones que no son de diseño. En las aplicaciones de procesos industriales, por lo general, es mejor que se utilicen ventiladores centrífugos, estos son para trabajos que requieren una carga más alta, al mover aire cuando hay alta resistencia de fricción. Los ventiladores axiales tienen límites estrechos de operación a su máxima eficiencia, lo cual los hace menos atractivos cuando se esperan variaciones en el flujo, se utilizan en aplicaciones con baja resistencia, porque pueden mover grandes cantidades de aire a baja presión.

### **1.6.3 Evolución histórica de la compra y desarrollo de los ventiladores centrífugos para la industria azucarera nacional; tendencias actuales.**

La utilización del efecto positivo producido por los ventiladores es muy amplia y en la industria azucarera cubana que se aplican en:

Los generadores de vapor.

Secadores de azúcar.

Sistema de enfriamiento de equipos.

Centros de acopio y limpiezas.

Hornos de las Plantas de Cal.

Sistemas de ventilación y transporte de partículas de sólidos (transporte neumático).

Los utilizados en los generadores de vapor son los de mayor adquisición y variedad, producto del desarrollo en la generación de vapor en la industria, con un crecimiento de 25, 35, 45, 55, 60 y 80 t/h de generación de vapor utilizándose ventiladores de tiro inducido, de tiro forzado primario y de tiro forzado secundario. Dada la posibilidad de su fácil y rápida adquisición del mercado existente, se definían las características fundamentales (Caudal, presión y temperatura del fluido) y se procedía a su adquisición, instalación y explotación por parte del MINAZ (hoy AZCUBA) como órgano rector del sector en los distintos Centrales Azucareros. (Treto, 2009)

#### **1.6.4 Selección del ventilador basado en su aplicación**

De acuerdo a la aplicación, existen 4 elementos que necesitan ser determinados. Estos son:

1-El modelo del ventilador.

2-pcm (Pies cúbicos por minuto) una medida de la corriente de aire.

3- Presión estática ( $P_e$ ) resistencia del aire medida en pulgadas de la columna de agua.

4- Limitación de la Intensidad (sones) medida del ruido un sone es aproximadamente al ruido generado por un refrigerador a una distancia de 5 pies. (SODECA, 2017)

#### **1.6.5 Leyes de afinidad en los ventiladores**

El funcionamiento de un ventilador está regido por tres parámetros fundamentales: peso específico del aire que mueve  $d$ , velocidad angular  $n$  y diámetro de la hélice  $D$ . Cuando éstos varían, lo hacen también las características del ventilador. A continuación, se cada uno de los casos de variación de uno de los parámetros permaneciendo constantes los otros dos:

### Variación de d, permaneciendo constantes n y D.

Las características del ventilador están expresadas para un peso específico  $d = 1,2 \text{ Kg/m}^3$ . Variaciones de éste hacen variar en proporción directa las presiones y la potencia absorbida por la hélice. El caudal permanecerá invariable. Siendo  $d'$  el nuevo peso específico se tendrá:

$$Q' = Q \quad P' = \frac{d'}{d} * N \quad N' = \frac{d'}{d} * N \quad \text{Ec. 1.1}$$

### Variación de n, permaneciendo constantes d y D.

Variando la velocidad de rotación de la hélice, las características varían de la siguiente manera:

$$Q' = \frac{n'}{n} * Q \quad P' = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 P \quad N' = \left(\frac{n'}{n}\right)^3 N \quad \text{Ec. 1.2}$$

$n'$  es el valor de la nueva velocidad.

### Variación de D, permaneciendo constantes d y n.

Esta relación sirve únicamente para ventiladores geoméricamente semejantes. Para un nuevo valor  $D'$  se tendrá:

$$Q' = \left(\frac{D'}{D}\right)^3 Q \quad P' = \left(\frac{D'}{D}\right)^2 P \quad N' = \left(\frac{D'}{D}\right)^5 N \quad \text{Ec. 1.3}$$

Donde Q-caudal conocido; P-carga conocida; N-potencia conocida

Q'-caudal a calcular; P'-carga a calcular; N'-potencia a calcular (SALVADOR ESCODA S.A, 2010)

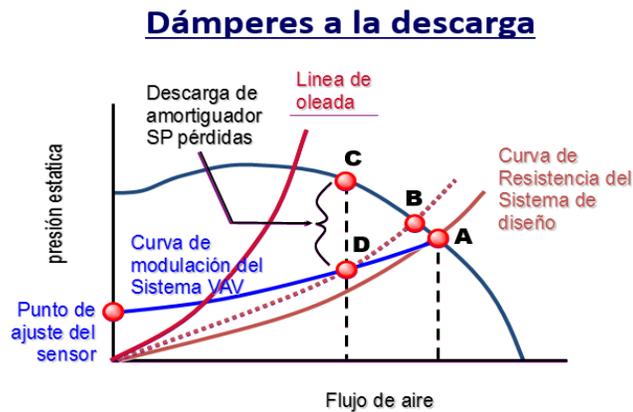
#### **1.6.6 Métodos de control de la capacidad de ventiladores**

- Dámperes a la descarga
- Álabes guías en la succión
- Control de velocidad del ventilador
- Álabes de paso variable

#### Dámperes a la descarga

El primer método a discutir es el uso de dámperes a la descarga. Los dámperes a la descarga coinciden con el flujo de aire y la presión estática suministrados por el ventilador con el flujo de aire y la presión estática requerida por el sistema. Lo logran al agregar una pérdida de presión estática al sistema justo aguas abajo del ventilador. (Yanes, 2016)

En la figura 3 se muestra el comportamiento de la curva del ventilador con dámperes a la descarga como método de control de flujo.



**Figura 1.3 Curva de comportamiento del ventilador con la utilización de dámperes a la salida. Fuente:** (Yanes, 2016)

A medida que las unidades terminales VAV modulan cerradas, la curva de resistencia del sistema se desplaza hacia arriba. El ventilador comienza a "subir" su curva de rendimiento de velocidad constante, hacia B, desde el punto de operación de diseño A, intentando equilibrarse con esta nueva curva de resistencia del sistema. Como resultado, el ventilador entrega un flujo de aire más bajo a una presión estática más alta.

El controlador de presión estática del sistema detecta esta presión estática más alta y envía una señal a los amortiguadores de descarga indicándoles que comiencen a cerrarse. Esto resulta en una acumulación de presión estática en la salida del ventilador y hace que el ventilador suba aún más en su curva de rendimiento hasta que alcanza su nuevo punto de operación C a una presión estática más alta y un flujo de aire más bajo. El sistema se equilibra en D a lo largo

de la curva de modulación del sistema VAV deseada, reduciendo la presión estática del sistema (aguas abajo del regulador de descarga) a su punto de referencia.

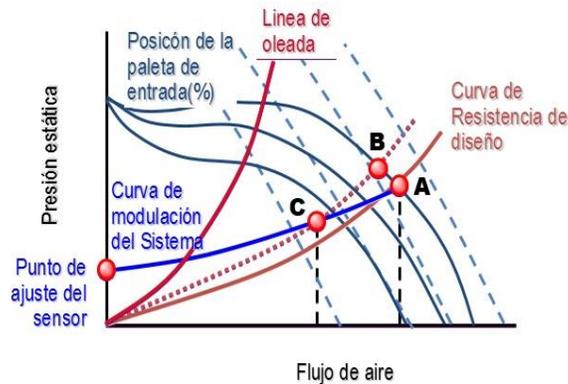
Este método de control es esencialmente el mismo que utilizar la curva del ventilador, excepto que la caída de presión estática ocurre a través del regulador de descarga en lugar de a través de las unidades terminales del VAV. Si bien los amortiguadores de descarga se pueden usar con todo tipo de ventiladores centrífugos, se usan de la manera más efectiva con el ventilador de álabes adelantados (FC) por la misma razón mencionada al recorrer la curva del ventilador. Otros métodos de control de la capacidad del ventilador de suministro son más eficientes energéticamente, por lo que los amortiguadores de descarga rara vez se utilizan. (Yanes, 2016)

#### Álabes guías en la succión

El siguiente método de control de capacidad, álabes guías en la succión, modula la capacidad de un ventilador "girando previamente" el aire en la dirección de rotación del ventilador antes de que entre en la rueda del ventilador. Al cambiar el ángulo de entrada del aire en el ventilador, los álabes de entrada modulantes disminuyen la capacidad de la rueda del ventilador para "morder" el aire. Esto reduce su capacidad de flujo de aire que, a su vez, reduce su consumo de energía y su capacidad para generar presión estática. (Yanes, 2016)

En la figura 4 se muestra el comportamiento de la curva del ventilador con álabes guías como método de control de flujo.

## Alabes guías en la succión



**Figura 1.4** Curva de comportamiento del ventilador con la utilización de alabes guías en la succión. Fuente: (Yanes, 2016)

A medida que las unidades terminales VAV modulan cerradas, la curva de resistencia del sistema se desplaza hacia arriba. El ventilador comienza a "subir" su curva de posición de paleta actual, hacia B, desde el punto de operación de diseño A, tratando de equilibrarse con esta nueva curva de resistencia del sistema. Como resultado, el ventilador entrega un flujo de aire más bajo a una presión estática más alta.

El controlador de presión estática del sistema detecta esta presión estática más alta y envía una señal a los álabes de entrada indicándoles que comiencen a cerrarse. Cuando los álabes de entrada están cerrados, la curva de rendimiento del ventilador se desplaza hacia abajo hasta que el punto de equilibrio C cae a lo largo de la curva de modulación del sistema VAV y el ventilador satisface el controlador de presión estática del sistema.

La ventaja de que los álabes guías proporcionan amortiguadores de descarga es que el ventilador se acerca a la región de sobretensión a un flujo de aire y presión estática mucho más bajos.

El extremo inferior del rango de modulación del ventilador es la intersección de la curva de modulación con la línea de salto, o la velocidad de fuga a través de los

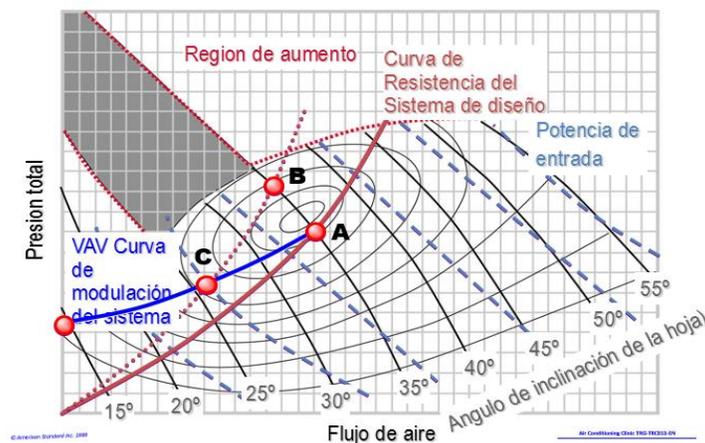
álabes de entradas completamente cerradas, cualquiera que sea mayor. Típicamente, se logra un rango de modulación satisfactorio seleccionando un ventilador que es dos o tres tamaños más pequeños (diámetro de la rueda del ventilador) que un ventilador que se seleccionaría para un sistema de volumen constante. Luego, el punto de operación de diseño caerá más hacia la derecha en la curva, permitiendo un mayor rango de modulación.

Cabe señalar que la adición de álabes a la entrada de un ventilador introduce una caída de presión que debe ser superada por el ventilador (Yanes, 2016)

### Control de cuchilla de paso variable

Finalmente, la capacidad de los ventiladores vaneaxiales de paso variable (VPVA) se puede modular girando las palas del ventilador para variar su inclinación (ángulo).

En la figura 5 se muestra el comportamiento de la curva del ventilador con control de cuchilla de paso variable como método de control de flujo.



**Figura 1.5 Curva de comportamiento del ventilador con la utilización de control de cuchilla de paso variable. Fuente:** (Yanes, 2016)

El rendimiento y el control del ventilador vaneaxial de paso variable de transmisión directa (VPVA) son similar al de un ventilador equipado con paletas de entrada.

De nuevo, a medida que la curva de resistencia del sistema se desplaza hacia arriba y el ventilador comienza a "subir" la curva actual de inclinación de la

cuchilla, hacia B, desde su punto A de diseño, libera un flujo de aire más bajo a una presión total más alta. El controlador de presión estática del sistema detecta esta presión estática más alta y envía una señal al ventilador, indicándole que cambie la inclinación de las aspas del ventilador. Esto hace que la curva de rendimiento del ventilador se desplace hacia abajo hasta que el punto de equilibrio C caiga a lo largo de la curva de modulación del sistema VAV y el ventilador satisfaga el controlador de presión estática del sistema.

La ventaja del control de cuchilla de paso variable es su amplio rango de modulación, desde el flujo de aire de diseño hasta prácticamente cero flujos de aire, además de su potencial para el ahorro de energía. (Yanes, 2016)

En la figura 6 se muestra una comparación entre los diferentes métodos de control de caudal en ventiladores.

### Comparación de control de ventiladores



**Figura 1.6** Curvas de los diferentes métodos de control de caudal sobre el consumo de potencia del ventilador. Fuente: (Yanes, 2016)

Estas curvas describen las características de rendimiento de varios métodos de control de la capacidad del ventilador, en términos de la potencia de entrada requerida en comparación con el porcentaje de flujo de aire de diseño.

## 1.7 Variadores de velocidad

### 1.7.1 Introducción al estudio de variadores de velocidad

El variador electrónico de velocidad por variación de frecuencia es un equipo compuesto de elementos electrónicos de potencia que acciona un motor y realiza su arranque de manera suave. Adicionalmente varía de manera controlada la velocidad del motor. Comúnmente llamado drive y de otras formas, más generalmente CF por sus siglas (convertidor de frecuencia) (Mancilla, 2011)

### 1.7.2 Funcionamiento del variador de velocidad

Si tenemos la formula

$$N_s = \frac{60 * f}{p} = \text{r.p.m} \quad \text{Ec. 1.4}$$

#### Donde

**N<sub>s</sub>**- velocidad de giro del campo magnético, ligeramente superior a la velocidad de giro del rotor del motor, en rpm

**f**- frecuencia, en Hz

**p**- número de pares de polos

**r.p.m.**- revoluciones por minuto

De la ecuación anterior se deduce que la velocidad máxima a la que puede girar un motor es de 3600 rpm ya que la cantidad mínima de pares de polos que se puede tener es uno y la frecuencia de distribución en Cuba es de 60 Hz, lo cual si se sustituye en la expresión se tiene:

$$N_s = \frac{60*60}{1} = 3600 \text{ r.p.m}$$

Esta ecuación es con el dato de pares de polos, si fuese número de polos se debe multiplicar la frecuencia por 120 en lugar de 60.

Las velocidades nominales a 60 Hz son:

**Tabla 1.3 Velocidades nominales**

$N_0$ de polos	rpm
2	3600
4	1800
6	1200
8	900

Se deduce que podemos variar la velocidad del motor de dos maneras distintas

1-Modificando el número de polos del motor

2-Modificando la frecuencia

Cambiar el número de polos es algo complicado, caro, aumenta el tamaño del motor cuantos más polos tenga este y además se limita a unas cuantas selecciones de velocidades, por lo que la solución ideal es modificar la frecuencia. (Mancilla, 2011)

### **1.7.3 Ahorro energético que se puede obtener con un variador de velocidad**

Los variadores de velocidad sacan partido de las leyes de proporcionalidad (leyes de ventiladores), para lograr la principal ventaja del uso de estos equipos, que es el ahorro energético. Si se comparan con sistemas de control alternativos, un variador de frecuencia es el sistema óptimo para el control de ventiladores y bombas. Consideremos un ventilador que, girando a 1 400 rpm aporta un caudal de 15 000 m<sup>3</sup>/h, siendo la potencia eléctrica absorbida de 1 500 W. Veamos que caudal aportaría el ventilador, si con un variador de frecuencia fijamos un 20% menos de velocidad, es decir, 1 120 rpm. Aplicando las leyes de proporcionalidad tendremos:

Caudal = 12.000 m<sup>3</sup>/h (20% menos con respecto a caudal inicial)

Potencia = 768 W (48,8% menos con respecto a consumo inicial)

Por lo tanto, si reducimos la velocidad un 20% con respecto a la velocidad nominal, el caudal también se reduce un 20%; sin embargo, el consumo eléctrico

se reduce aproximadamente en un 48,8%. Si el sistema en cuestión, sólo tiene que suministrar un caudal correspondiente al 100% durante unos días al año, mientras que el promedio es inferior al 80% del caudal nominal para el resto del año, el ahorro de energía puede fácilmente superar el 50% (Iguren, 2017)

#### **1.7.4 Ventajas del uso de variadores de velocidad**

Además de la principal ventaja, que es el gran ahorro de energía, los variadores de frecuencia aportan otras ventajas, que no dejan de ser importantes:

- Control mejorado de caudal y presión
- Corrección del factor de potencia del motor
- Eliminación de la energía reactiva
- Arranque suave de motores
- No es necesario arranques de estrella – triángulo en motores de gran consumo
- Menor mantenimiento
- Eliminación de ruidos por vibraciones (Maquituls, 2017)

#### **1.7.5 Cómo seleccionar el variador de velocidad**

La mejor y más sencilla manera de hacer correcta la selección es a través de preguntas simples, pero con respuestas complejas.

1 ¿Que hace la máquina?

2¿Es una modernización a la aplicación actual o es un proyecto nuevo?

3¿Es estrictamente necesario controlar la velocidad del equipo?

4¿Cuál es el rango de variación de velocidad?

5¿Cuál es el ciclo de trabajo?

6¿Cuáles son los datos nominales del motor?

7¿Cuáles son los datos nominales de la red?

8¿Cómo son las condiciones medio ambientales?

9¿Cómo será controlado y monitoreado el equipo?

### Consideraciones finales para la selección del variador de velocidad

Todas las preguntas realizadas previamente deben tener respuestas concretas, posibles de tabular en una hoja técnica de selección. Especificar un variador de velocidad simplemente por su potencia y tensión, no es lo más correcto, porque cualquier detalle no considerado se puede convertir fácilmente en una incompatibilidad entre la necesidad inicial y la ejecución final. (Instalaciones y Eficiencia Energética Corporacion, 2018)

#### **1.8 Conclusiones parciales**

Los ventiladores de tiro forzado de las calderas en centrales azucareros están asociados a los sistemas de ventilación en hornos para forzar el aire al interior del mismo y de esta forma incrementar la eficiencia del horno. Son un accesorio importante puesto que se utilizan para suministrar al horno los requerimientos necesarios de flujo de aire.

En los métodos de control de flujo en sistemas de ventilación, se puede concluir que el método más eficiente es la variación de velocidad mediante los variadores de velocidad en motores asincrónicos. Puesto que es el único método que contempla el consumo contra caudal, o sea permite disminuir el consumo para un menor caudal a entregar por el ventilador.

El estudio de la utilización de variadores de velocidad ofrece una alternativa de ahorro energético, lo cual será proporcional a la generación de corriente eléctrica en apoyo a la red nacional, puesto que mientras más energía pueda ahorrar el ingenio más energía podrá entregar a la red nacional, siendo un importante método para disminuir el consumo de combustibles fósiles.

## Capítulo 2 Cálculo del caudal a suministrar por el ventilador de tiro forzado, su selección.

En este capítulo se muestra la metodología de cálculo del caudal de aire que debe manejar el ventilador de tiro forzado de las calderas del central 14 de Julio. Se comprueba su dimensionamiento y su selección adecuada a partir de catálogos comerciales.

### 2.1 Características técnicas del equipamiento instalado.

Los datos del fabricante del ventilador de tiro forzado primario instalado en el central 14 de julio se muestran en la tabla 2.1 y las características de la caldera en la Tabla 2.2.

**Tabla 2.1 Datos de chapa**

Fabricante	Gruber Hermanos S.A
Número de serie	83638.1PK1-10
PE	T F A -10 0 A 1
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	39300
Presión estática(mmH <sub>2</sub> O)	330
rpm	1760
Peso (KG)	1400
Fecha de fabricación	Febrero 1984
Empresa distribuidora	NISHISHIBA ELECTRIC CO.LTD

**Tabla 2.2 Datos del fabricante de la caldera**

Generación de vapor (t/h)	35	Eficiencia bruta %	80.33
Tipo de combustible	bagazo	Exceso de aire en el horno %	1.4
Temperatura del combustible °C	40	Combustible consumido kg/h	15709

Temperatura de aire ambiente °C	30	Temperatura de agua a la salida del economizador (°C)	120
Temperatura de agua alimentar °C	90	Volumen de aire por VTFp (kg/h)	92,3% del volumen de aire total
Temperatura del aire primario °C	220	Volumen de aire por VTFs (kg/h)	7,7% del volumen de aire total

## 2.2 Metodología de cálculo del caudal de gases a suministrar por el VTF.

Para calcular el volumen de aire necesario se parte de la composición química del combustible. Como se conoce, el combustible empleado en los centrales azucareros es el bagazo resultante de la molida de la caña. Su composición química se muestra en la tabla 2.3.

**Tabla 2.3 Composición química del bagazo**

Carbono (%)	23	Cenizas (%)	2
Hidrogeno (%)	3	Agua (%)	50
Oxigeno (%)	22		

La metodología de cálculo del volumen de aire se describe a continuación a medida que se realizan dichos cálculos para el caso de estudio considerado.

### 1. Cálculo del aire seco estequiométrico

Depende de la composición del combustible, la composición esta expresada en tanto por uno.

$$w_{st} = 11.53 * C + 34.34 * \left( H - \frac{O}{8} \right) + 4.29 * S; \left[ \frac{kgAS}{kgB} \right] \quad Ec. 2.1$$

$$w_{st} = 11.53 * 0.23 + 34.34 * \left( 0.03 - \frac{0.22}{8} \right)$$

$$w_{st} = 2.73 \text{ kgAS/kgB}$$

## 2. Aire seco real necesario

$$w_{sr} = \alpha * w_{st}; \left[ \frac{\text{kgAS}}{\text{kgB}} \right] \quad \text{Ec. 2.2}$$

$$w_{sr} = 1.3 * 2.73 \text{ kgAS/kgB}$$

$$w_{sr} = 3,559 \text{ kgAS/kgB}$$

Donde

$\alpha$ : es el coeficiente de exceso de aire (para calderas bagaceras se encuentra entre un 30 y un 60%)

## 3. Consumo de aire seco

$$w_t = w_{sr} * B; \left[ \frac{\text{kgAS}}{\text{kgB}} \right] \quad \text{Ec. 2.3}$$

$$w_t = 3,559 \text{ kgAS/kgB} * 15699,77 \text{ kg/h}$$

$$w_t = 55769,9 \text{ kgAS/h}$$

Donde:

B: es el consumo de combustible en kg/h

Luego de las tablas A-4 vapor saturado (Yunus A.Cengel, 2011) con la temperatura de bulbo seco del aire ( $T_{bs}$ ) se obtiene la presión de saturación del aire para calcular la presión parcial del agua.

## 4. Cálculo de la presión parcial de agua

$P_{sat} = 0.06057 \text{ ATA}$ , para  $T_{bs} = 36^\circ\text{C}$  Presión de saturación del aire

$$P_{pH_2O} = P_{sat} * \varphi_0; [\text{ATA}] \quad \text{Ec. 2.4}$$

$$P_{pH_2O} = 0.06057 \text{ ATA} * 0.7$$

$$P_{pH_2O} = 0,042399 \text{ ATA}$$

Donde:

$P_{sat}$ : Presión de saturación del vapor

$\varphi_0$ : Humedad relativa en el aire.

Una vez determinado  $P_{pH2O}$  para estas condiciones de Humedad relativa y temperatura de bulbo seco calculamos la cantidad de aire húmedo en el aire real.

## 5. Cantidad de aire húmedo en el aire real

$$w_{H2O} = \frac{18}{28.9} * \left( \frac{P_{pH2O}}{1.033 - P_{pH2O}} \right); \left[ \frac{kg}{h} H2O \right] \quad Ec. 2.5$$

$$w_{H2O} = \frac{18}{28.9} * \left( \frac{0,0423993 \text{ ATA}}{1.033 \text{ ATA} - 0,042399 \text{ ATA}} \right)$$

$$w_{H2O} = 0,02666 \frac{kg}{h} H2O$$

## 6. Caudal de aire húmedo suministrado

$$Q_{H2O} = w_{H2O} * w_t; \left[ \frac{kgH_2O}{kgAS} \right] \quad Ec. 2.6$$

$$Q_{H2O} = 0,02666 \frac{kg}{h} H2O * 55769,9 kgAS/h$$

$$Q_{H2O} = 1486,72 \frac{kgH_2O}{kgAS}$$

Se pasa a determinar la composición del aire, el mismo está compuesto por  $O_2$ ,  $N_2$  y en condiciones normales la composición del aire es un 23%  $O_2$  y 77%  $N_2$ .

## 7. Composición del aire

$$O_2 = 0.23 * w_t; \left[ \frac{kg}{h} O_2 \right] \quad Ec. 2.7$$

$$O_2 = 0.23 * 55769,9 \frac{kgAS}{h} = 12827 \frac{kg}{h} O_2$$

$$N_2 = 0.77 * w_t; \left[ \frac{kg}{h} N_2 \right] \quad Ec. 2.8$$

$$N_2 = 0.77 * 55\,769,9 \frac{kgAS}{h} = 42\,942,8 \frac{kg}{h} N_2$$

$$H_2O = Q_{H_2O} = 1486,72 \frac{kgH_2O}{kgAS}$$

Se suman estos tres valores para obtener un flujo másico de aire total:

$$G_{Ta} = O_2 + N_2 + H_2O; [kg/h] \quad Ec. 2.9$$

$$G_{Ta} = 15290 + 51188 + 2306$$

$$G_{Ta} = 57\,256,63 [kg/h]$$

A continuación, se calcula la densidad del aire húmedo.

### 7. Densidad del aire húmedo

$$\rho = \frac{341.88}{T_{bs}} * (1.033 - 0.377 * \varphi_0 * P_{sat}); \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \quad Ec. 2.10$$

$$\rho = \frac{341.88}{309 \text{ } ^\circ k} * (1.033 - 0.377 * 0.9 * 0.06057)$$

$$\rho = 1.12018 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

Luego, conociendo el flujo másico de aire y la densidad del mismo se procede a calcular el caudal volumétrico.

### 8. Caudal total de aire a suministrar

$$V_{Ta} = \frac{G_{Ta}}{\rho}; [m^3/h] \quad Ec. 2.11$$

$$V_{Ta} = \frac{57\,256,63 [kg/h]}{1.12523 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]}$$

$$V_{Ta} = 50\,884,8 [m^3/h]$$

Este caudal total obtenido es suministrado por los ventiladores de tiro forzado primario y secundario, por lo que se determina la proporción con un sencilla regla

de tres mediante los datos del fabricante y el resultado obtenido para así conocer cuánto es realmente suministrado por cada ventilador, para conocer el caudal que suministra el ventilador de tiro forzado primario que es el caso de estudio. La literatura recomienda aumentar en un 20 % de sobredimensión en caso de sobrecargas debido a picos de generación en la caldera u otros problemas que se presenten durante la operación. (Hugot, 1986)

### 9. Caudal suministrado y carga del ventilador de tiro forzado

De la tabla 2.2 se conoce que el VTF para esta caldera debe suministrar el 92,3% del volumen total de aire requerido para la combustión, por tanto:

$$Q' = 0.923 * (50\ 884,8 * 1,20)$$

$$Q' = 56\ 359 [m^3/h] = 15,65 m^3/s$$

Hay que tener en cuenta que cuando se modificó la caldera para llevarla de 25 a 35 t/h, no fue sustituido su equipamiento auxiliar y por lo tanto el ventilador actualmente instalado sigue siendo el original de 10,9 m<sup>3</sup>/s. Como se aprecia en los cálculos anteriores, es necesario manejar 15,65 m<sup>3</sup>/s. Para la selección del ventilador con este nuevo caudal se necesita conocer la carga a vencer.

Aplicando la ecuación 1.2 de las leyes de ventilador una vez despejada conociendo los datos de chapa instalados actualmente Q=10,91m<sup>3</sup>/s y P = 330 mm.c.a para determinar la carga se obtiene:

$$Q' = \left(\frac{n'}{n}\right) * Q \quad P' = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 P \quad \text{Ec. 1.2}$$

$$\left(\frac{n'}{n}\right) = \frac{Q'}{Q}; \text{ introduciéndolo en la ecuación } P' = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 P \text{ nos queda}$$

$$P' = \left(\frac{Q'}{Q}\right)^2 P$$

$$P' = \frac{(15,65 m^3/s)^2}{(10,91 m^3/s)^2} * 330 \text{ mm.c.a}$$

$$P' = 679 \text{ mm. c. a} = 6658 \text{ Pa}$$

Esta es la nueva carga a vencer cuando se maneja un volumen de 15,65 m<sup>3</sup>/s

### 2.3 Selección del ventilador de tiro forzado primario

La serie del ventilador se determina en función de la relación que existe entre el diámetro exterior del rotor y el diámetro de succión y el ángulo de los álabes. Catálogo (ARMEE-BABCOCK, 2018). como muestra la figura 8.

SERIES		TIPO (BAJO NORMAL VDMA 24 (164))			TAMAÑO NORMAL		Orientación de la Descarga y Sentido de Rotación (*)		Posición de la Transmisión (*)
Relación de $\varnothing$ Ext. Rotor a $\varnothing$ Succión	Angulo de Salida del Aspa $\angle B_2$ (°)	Entrada	Tipo de Conexión	Tipo de Transmisión	(=diámetro interior de la succión [d.i. en mm])				
11	20 <input type="checkbox"/> 25 <input type="checkbox"/> 30 <input type="checkbox"/> 30 <input type="checkbox"/> 45 <input type="checkbox"/> 60 <input checked="" type="checkbox"/>	R=Entrada Sencilla  Z=Entrada Doble	U=Conexión Directa al Ducto	M=Rotor Acoplado directamente a la Flecha del Motor	112 125 140 160 180 200 224 250 280 315 355 400 450 500	560 630 710 800 900 1000 1120 1250 1400 1600 1800 2000 2240 2500			
11.1 11	45 <input type="checkbox"/> 60 <input checked="" type="checkbox"/>								
14	20 <input type="checkbox"/> 30 <input type="checkbox"/> 30 <input type="checkbox"/> 45 <input type="checkbox"/> 60 <input type="checkbox"/> 80 <input checked="" type="checkbox"/>	E=con Difusor de Succión  S=con Caja de Succión	E=con Difusor de Succión	K= con Cople  R= Transmisión con Poleas y Bandas	224 250 280 315 355 400 450 500	1120 1250 1400 1600 1800 2000 2240 2500			
18	30 <input type="checkbox"/> 50 <input type="checkbox"/> 80 <input checked="" type="checkbox"/>								
22	40 <input type="checkbox"/> 55 <input type="checkbox"/> 80 <input checked="" type="checkbox"/>	E=con Difusor de Succión  S=con Caja de Succión	E=con Difusor de Succión	K= con Cople  R= Transmisión con Poleas y Bandas	400 450 500	2000 2240 2500			
28	40 <input type="checkbox"/> 60 <input type="checkbox"/> 75 <input checked="" type="checkbox"/>								
35	45 <input type="checkbox"/> 75 <input checked="" type="checkbox"/>	E=con Difusor de Succión  S=con Caja de Succión	E=con Difusor de Succión	K= con Cople  R= Transmisión con Poleas y Bandas	450 500	2240 2500			
45	50 <input type="checkbox"/> 78 <input checked="" type="checkbox"/>								

\* visto desde el lado de la transmisión \*\* solamente disponible en tipo RUK con LG/RD 270°

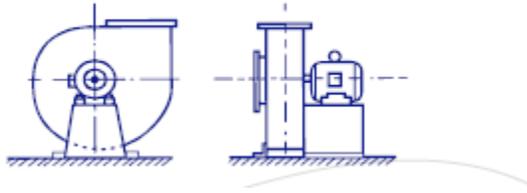
- Curva característica de gran inclinación, máxima eficiencia para atmósferas industriales, recomendable para un buen control.
- Para la alimentación de aire con polvo, repelente a partículas secas gruesas.
- Para manejo de aire con alto contenido de polvo, aspas autolimpiantes.  
No apropiado para materiales provenientes de una reacción química o estén cargados electrostáticamente.

CÓDIGO DE ESPECIFICACIÓN TIPO PARA VENTILADORES: ARMEE - Babcock-BSH

SERIE..... 14/45  
 ENTRADA..... R  
 TIPO DE CONEXIÓN..... U  
 TRANSMISIÓN..... R  
 TAMAÑO NOMINAL (=Diam. succión d.i.)..... 800  
 ORINTACIÓN DE DESCARGA / SENTIDO DE ROTACIÓN ..... 360  
 POSICIÓN DE LA TRANSMISIÓN ..... AL  
 14/45-RUR/800/RD360/AL

**Figura 2.1 Especificaciones de los ventiladores catálogo (ARMEE-BABCOCK, 2018)**

Lo primero en seleccionar del catálogo es el tipo (RUM) y arreglo (4) es un ventilador acoplado directamente al motor. El rotor se encuentra montado en la flecha del motor, siendo este, el arreglo más compacto para el conjunto ventilador-motor. La máxima temperatura del aire a manejar 80 °C. Además, es similar del ventilador actualmente instalado, lo que facilitaría su instalación.



**Figura 9 Código de identificación – arreglo (ARMEE-BABCOCK, 2018)**

El autor (Pfleiderer) en la pág. 214 donde realiza la Marcha normal de cálculo de un rodete de ventilador normal obtiene una velocidad en el ojo de succión de 49,5 m/s. (Pfleiderer, 1960)

Otro autor (Church) en la pág. 222 epígrafe 13.4 Tuberías de conexión y velocidades dice textualmente: “La velocidad en las tuberías para las condiciones de cálculo, usualmente está comprendida entre 18,30 y 30,50 m/s mientras que las velocidades en las platinas generalmente lo está entre 30,50 y 61 m/s” (Church, 1987. Cuarta reimpresión)

Por lo que basado en la anterior referencia se asumirá 24 m/s como velocidad del aire, con la carga de 6658 Pa y caudal 15,65 m<sup>3</sup>/s calculados entramos al catálogo para la selección del ventilador.

CURVAS DE COMPORTAMIENTO

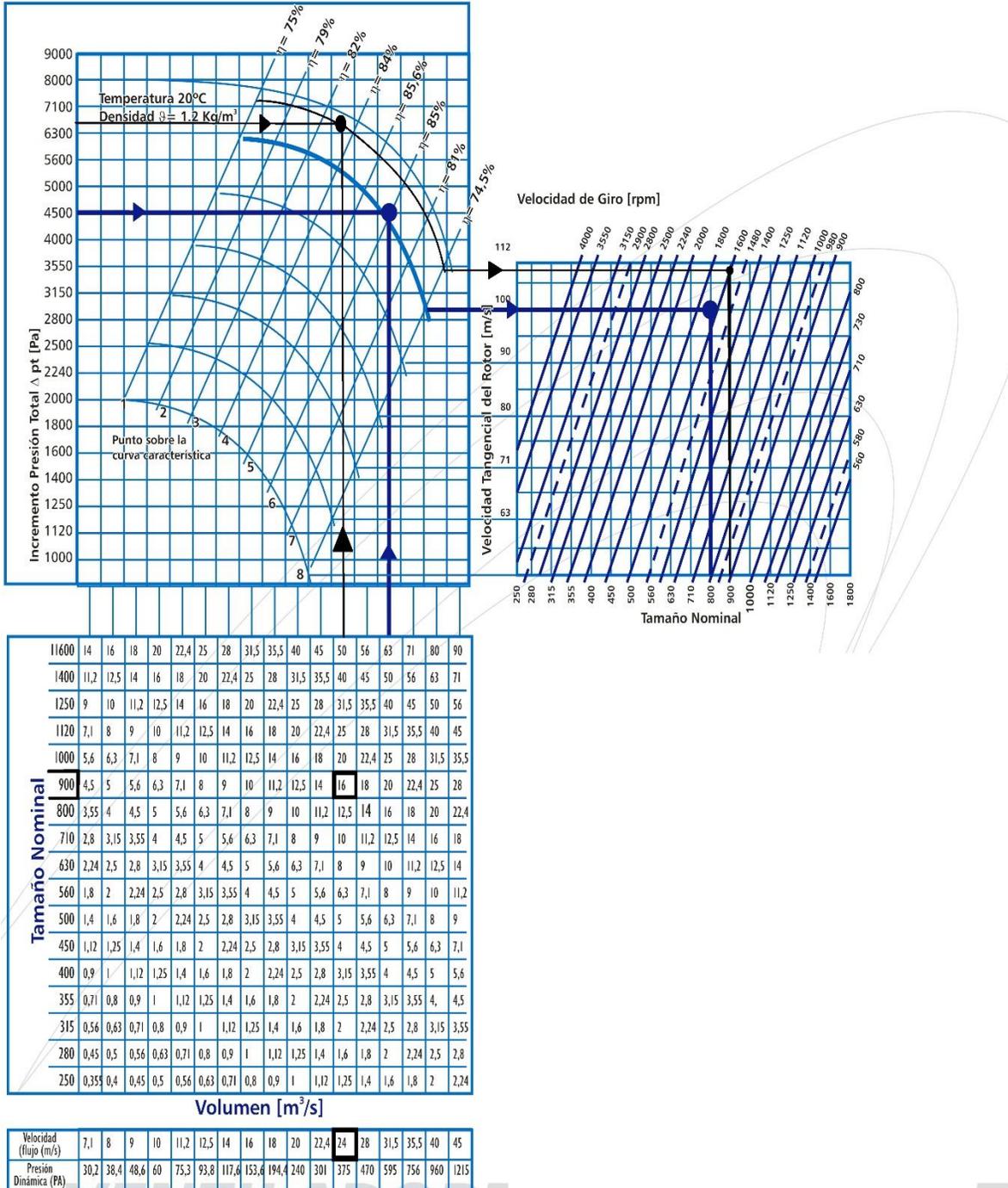


Figura 4.2 Hoja del catálogo ARMEE-BABCOCK

Como se puede observar en la figura, se entra con la velocidad del aire (24 m/s) y se sube por esta columna hasta cortar con el dato de volumen más cercano al calculado en m<sup>3</sup>/s (en este caso hasta 16 m<sup>3</sup>/s), esto da el tamaño nominal a la izquierda (900). Se sube al gráfico con el caudal hasta interceptar la línea de carga (6658 Pa). Este punto de intercepción se encuentra sobre la curva nominal del ventilador. Siguiendo recto desde el final de la curva, a la derecha y entrando en la gráfica de velocidad en función del tamaño se obtiene la velocidad de giro y la velocidad tangencial del rotor como se muestra en la figura 4.2. La velocidad de giro en este caso es de 1600 rpm. Un resumen de las características del ventilador seleccionado se muestra en la tabla 2.5.

**Tabla 2.5 Datos del ventilador seleccionado**

Serie	14/30
Entrada	R
Tipo de conexión	U
Transmisión	K
Tamaño nominal	900
Orientación de la descarga/sentido de rotación	360
Posición de la transmisión	AL
Tipo	RUM
Arreglo	4
Velocidad del aire	24 m/s
Caudal	16 m <sup>3</sup> /s
Carga	6658 Pa
Velocidad de rotación	1600 rpm
Velocidad tangencial del rotor	110 m/s
Potencia	127,58 kW
Eficiencia ( $\eta_v$ )	83,5 %

O sea, el ventilador propuesto es 14/30-RUK/900/RD360/AL, curva característica de gran inclinación, máxima eficiencia para atmósferas industriales, recomendable para un buen control.

### 2.3.1 Cálculo del consumo de potencia del ventilador ( $N_v$ )

Para determinar el consumo de potencia del ventilador se utilizará la siguiente ecuación que ofrece el catálogo.

$$N_v = \frac{Q * P}{100 * \eta_v} \quad Ec. 2.13$$

$$N_v = \frac{16. * 6658}{1000 * 0,835}$$

$$N_v = 127,58 \text{ kW}$$

### 2.3.2 Cálculo de la potencia en el eje del motor eléctrico para el ventilador

El motor eléctrico a seleccionar tiene que cumplir las demandas de potencia requerida por el ventilador por lo que se necesita tener en cuenta el coeficiente de reserva de potencia ( $m$ ) el cual está comprendido de ( $1.05 \leq m \leq 1.2$ ), por lo tanto

$$Pot = 1,2 * 127.58 = 153 \text{ kW} = 205 \text{ HP} \quad Ec. 2.14$$

Utilizando el catálogo de la Siemens (motores eléctricos Siemens, 2018) seleccionamos el motor como se muestra a continuación en las figuras 2.3; 2.4; 2.5.

## Motores trifásicos jaula de ardilla, alta eficiencia, totalmente cerrados

Descripción				Modelo		
Potencia en HP	Velocidad en RPM	Tensión a 60 Hz en Volts	Tamaño Armazón NEMA	RGZE Uso general Catálogo Spiridon	RGZESD Servicio pesado Catálogo Spiridon	RGZZESD A prueba de explosión Catálogo Spiridon
50	3600	230/460	326TS	1LA03262FE22	A7B10000018182	A7B10000017180
	1800	230/460	326T	1LA03264FE21	A7B10000018184	A7B10000017181
	1200	230/460	365T	A7B10000014256	A7B10000017047	A7B10000017169
	900	230/460	404T	A7B10000014289	A7B10000017058	A7B10000017190
60	3600	230/460	364TS	1LA03642FE22	A7B10000013686	A7B10000017189
	1800	230/460	364T	1LA03644FE21	A7B10000013700	A7B10000017200
	1200	230/460	404T	A7B10000014257	A7B10000013701	A7B10000017202
	900	230/460	405T	A7B10000014290	A7B10000013694	A7B10000017277
75	3600	230/460	365TS	1LA03652FE22	A7B10000013696	A7B10000017309
	1800	230/460	365T	1LA03654FE21	A7B10000013703	A7B10000014838
	1200	230/460	405T	A7B10000014258	A7B10000013704	A7B10000017310
	900	460	444T	no disponible	A7B10000013705	A7B10000017312
100	3600	230/460	405TS	1LA04052FE22	A7B10000013709	A7B10000017351
	1800	230/460	405T	1LA04054FE21	A7B10000013720	A7B10000017368
	1200	460	444T	no disponible	A7B10000013380	A7B10000017500
	900	460	445T	no disponible	A7B10000013740	A7B10000017501
125	3600	460	444TS	no disponible	A7B10000007217	A7B10000017502
	1800	460	444T	no disponible	A7B10000007218	A7B10000014811
	1200	460	445T	no disponible	A7B10000013741	A7B10000017503
	900	460	447T	no disponible	A7B10000013742	A7B10000017506
150	3600	460	445TS	no disponible	A7B10000013743	A7B10000017507
	1800	460	445T	no disponible	A7B10000007219	A7B10000017508
	1200	460	447T	no disponible	A7B10000013744	A7B10000017528
	900	460	447T	no disponible	A7B10000013745	*
200	3600	460	447TS	no disponible	A7B10000013746	A7B10000017531
	1800	460	447T	no disponible	A7B10000007220	A7B10000017534
	1200	460	449T	no disponible	A7B10000013747	A7B10000017536
	900	460	449T	no disponible	A7B10000013748	A7B10000017538
250	3600	460	449TS	no disponible	A7B10000013749	A7B10000017543
	1800	460	449T	no disponible	A7B10000007221	A7B10000017544
	1200	460	449T	no disponible	A7B10000013738	*
	900	460	S449LS	no disponible	A7B10000013739	no disponible
300	3600	460	449TS	no disponible	A7B10000013751	*
	1800	460	449T	no disponible	A7B10000013752	*
	1200	460	S449LS	no disponible	A7B10000013753	no disponible
350	3600	460	S449SS	no disponible	A7B10000013754	no disponible
	1800	460	S449LS	no disponible	A7B10000013755	no disponible
	1200	460	S449LS	no disponible	A7B10000013756	no disponible
400	3600	460	S449SS	no disponible	A7B10000013757	no disponible
	1800	460	S449LS	no disponible	A7B10000013758	no disponible
	1200	460	S449LS	no disponible	A7B10000013890	no disponible

-\* Sobre pedido especial

Motores a partir del armazón 440 son fabricados unicamente de tipo Servicio Pesado (RGZESD) y con voltaje de placa de 460V  
Certificación nacional NOM-016-2002  
Fabricación certificada ISO 9001

Armazones 284T y mayores pueden suministrarse con espiga larga o corta: TS indica espiga corta, únicamente para acoplamiento directo  
Todos los motores de 3600 RPM de 25HP y mayores son adecuados para acoplamiento directo  
Los motores con armazones 440T de 4,6 y 8 polos en ejecución estandar tienen baleros de rodillos en el lado de accionamiento para acoplamiento por polea y bandas.

**Figura 2.3 Hoja del catálogo Siemens descripción y modelo**

## Motores trifásicos TCCVE de alta eficiencia

Datos característicos típicos en 460V  
Alta eficiencia, totalmente cerrados (TCCVE)  
Tipos RGZE, RGZESD, RGZZESD  
230/460V 60Hz, Diseño NEMA B, 40°C ambiente

HP	Velocidad		Armazón	Corriente (A)			kVA/ HP	Eficiencia nominal %			Factor de potencia %			Par			Conexión
	RPM sincrona	RPM a plena carga		en vacío	plena carga	Rotor bloq.		1/2	3/4	plena carga	1/2	3/4	Nom.	Nom. lb-ft	Rotor Bloq.	Max.	
40	3600	3530	324TS	12.0	45.0	290	G	94.0	94.1	93.6	80	87	89	60.0	150%	250%	D
	1800	1770	324T	15.0	47.0	290	G	94.0	94.2	93.6	77	82	85	119.0	190%	240%	D
	1200	1180	364T	24.0	52.0	290	G	93.6	93.9	93.6	59	71	77	178.0	170%	230%	D
	900	885	365T	36.0	63.0	290	G	90.7	92.0	91.7	49	60	65	237.0	150%	200%	D
50	3600	3530	326TS	15.0	55.0	363	G	94.1	94.2	93.6	82	89	91	74.0	150%	250%	D
	1800	1770	326T	18.0	58.0	363	G	94.1	94.2	93.6	77	87	86	148.0	190%	240%	D
	1200	1180	365T	30.0	66.0	363	G	94.0	94.2	93.6	60	71	76	223.0	170%	230%	D
	900	885	404T	28.0	67.0	363	G	92.3	92.4	91.7	64	73	76	297.0	140%	200%	D
60	3600	3565	364TS	19.0	68.0	435	G	93.8	94.1	93.6	80	86	88	89.0	160%	250%	D
	1800	1775	364T	21.0	71.0	435	G	93.9	94.1	93.6	74	82	85	178.0	160%	240%	D
	1200	1185	404T	26.0	74.0	435	G	94.1	94.5	94.1	70	78	81	266.0	150%	200%	D
	900	885	405T	30.0	78.0	435	G	92.3	92.4	91.7	67	76	79	256.0	140%	200%	D
75	3600	3565	365TS	22.0	85.0	543	G	94.3	94.5	94.1	81	86	88	111.0	160%	260%	D
	1800	1775	365T	27.0	87.0	543	G	94.4	94.6	94.1	74	83	85	222.0	155%	240%	D
	1200	1185	405T	34.0	93.0	543	G	94.7	94.9	94.5	68	77	80	332.0	150%	200%	D
	900	885	444T	37.0	94.0	543	G	92.9	93.3	93.0	67	76	80	445.0	135%	200%	D
100	3600	3570	405TS	19.0	108.0	725	G	94.6	94.7	94.1	90	92	92	147.0	120%	200%	D
	1800	1780	405T	30.0	113.0	725	G	95.0	95.2	94.5	80	85	87	295.2	160%	200%	D
	1200	1185	444T	38.0	117.0	725	G	94.6	94.9	94.5	75	82	85	443.0	140%	200%	D
	900	885	445T	48.0	123.0	725	G	94.2	94.5	94.1	70	78	81	593.0	130%	200%	D
125	3600	3575	444TS	32.0	138.0	908	G	94.0	94.6	94.5	85	89	89	184.0	120%	200%	D
	1800	1785	444T	42.0	143.0	908	G	95.1	95.3	95.0	78	84	86	368.0	160%	200%	D
	1200	1185	445T	44.0	144.0	908	G	94.7	94.9	94.5	77	84	86	554.0	140%	200%	D
	900	885	447T	54.0	152.0	908	G	94.1	94.2	93.6	70	79	82	742.0	130%	200%	D
150	3600	3575	445TS	37.0	164.0	1085	G	94.8	95.2	95.0	84	89	90	220.0	120%	200%	D
	1800	1785	445T	45.0	170.0	1085	G	95.7	96.0	95.8	80	85	86	441.0	150%	200%	D
	1200	1185	447T	45.0	170.0	1085	G	95.4	95.6	95.0	81	86	87	665.0	125%	200%	D
	900	885	447T	72.0	186.0	1085	G	94.1	94.5	94.1	67	76	80	890.0	130%	200%	D
200	3600	3575	447TS	40.0	216.0	1450	G	94.9	95.2	95.0	88	90	91	294.0	120%	200%	D
	1800	1785	447T	60.0	225.0	1450	G	96.0	96.1	95.8	81	86	87	588.0	150%	200%	D
	1200	1185	449T	55.0	226.0	1450	G	95.4	95.5	95.0	82	86	87	886.0	125%	200%	D
	900	885	449T	101.0	241.0	1450	G	94.8	94.9	94.5	71	79	82	1186.0	125%	200%	D
250	3600	3570	449TS	45.0	267.0	1825	G	95.3	95.6	95.4	90	92	92	368.0	120%	200%	D
	1800	1785	449T	78.0	281.0	1825	G	95.8	96.0	95.8	80	85	87	735.0	140%	200%	D
	1200	1185	449T	75.0	280.0	1825	G	95.5	95.5	95.0	82	87	88	1108.0	120%	200%	D
	900	885	5449	111.0	303.0	1825	G	94.5	94.8	94.5	70	78	82	1483.0	105%	200%	D
300	3600	3575	449TS	68.0	323.0	2200	G	95.2	95.8	95.8	86	90	91	441.0	100%	200%	D
	1800	1785	449T	110.0	346.0	2200	G	95.0	95.5	95.4	76	83	85	882.0	120%	200%	D
	1200	1185	5449	90.0	336.0	2200	G	95.5	95.5	95.0	82	87	88	1329.0	105%	200%	D
350	3600	3570	S449SS	67.0	369.0	2550	G	95.4	95.7	95.4	90	92	93	515.0	80%	200%	D
	1800	1785	S449	115.0	390.0	2550	G	95.5	95.9	95.8	79	86	88	1029.0	100%	200%	D
	1200	1185	S449	133.0	395.0	2550	G	95.2	95.3	95.0	77	84	87	1551.0	100%	200%	D
400	3600	3570	S449SS	80.0	418.0	2900	G	94.2	95.6	95.4	90	93	94	588.0	80%	200%	D
	1800	1785	S449	138.0	449.0	2900	G	95.7	96.0	95.8	79	85	87	1176.0	100%	200%	-
	1200	1185	S449	145.0	455.0	3260	H*	95.2	95.3	94.5	79	84	87	1772.0	100%	200%	-

\*Diseño NEMA A F.S. 1.0 Clase F  
Datos sujetos a cambios sin previo aviso



Figura 2.4 Hoja del catálogo Siemens datos característicos

Luego con el armazón determinamos las dimensiones del motor en pulgadas como se puede observar en la figura 2.5.

Motores trifásicos

Motores horizontales con patas

Dimensiones de motores horizontales en pulgadas

Armazón	AA	R	S	ES	C	D	E	2F	BA	N-W	O	P	H	AB	U
143T 145T	0.75 0.75	0.771 0.771	.188 .188	1.41 1.41	12.2 13.3	3.50 3.50	2.75 2.75	4 5	2.25 2.25	2.25 2.25	6.93 6.93	7.7 4.7	0.34 0.34	6.46 6.46	.875 +0.000 -.0005
182T 184T	0.75 0.75	0.986 0.986	.250 .250	1.78 1.78	14.2 15.2	4.50 4.50	3.75 3.75	4.50 5.50	2.75 2.75	2.75 2.75	8.86 8.86	9.7 9.7	0.41 0.41	7.36 7.36	1.125 +0.000 -.0005
213T 215T	1.00 1.00	1.201 1.201	.312 .312	2.41 2.41	18.0 19.1	5.25 5.25	4.25 4.25	5.50 7	3.50 3.50	3.38 3.38	10.62 10.62	11.2 11.2	0.41 0.41	9.02 9.02	1.375 +0.000 -.0005
254T 256T	1.25 1.25	1.416 1.416	.375 .375	2.91 2.91	22.3 24.1	6.25 6.25	5 5	8.25 10	4.25 4.25	4 4	12.62 1.62	13.4 13.4	0.53 0.53	9.92 9.92	1.625 +0.000 -.001
284T 286T	1.50 1.50	1.591 1.591	.500 .500	3.28 3.28	28.8 28.8	7 7	5.50 5.50	9.50 11	4.75 4.75	4.62 4.62	14.19 14.19	15.5 15.5	0.53 0.53	12.94 12.94	1.875 +0.000 -.001
284TS 286TS	1.50 1.50	1.416 1.416	.375 .375	1.91 1.91	27.5 27.5	7 7	5.50 5.50	9.50 11	4.75 4.75	3.25 3.25	14.19 14.19	15.5 15.5	0.53 0.53	12.94 12.94	1.625 +0.000 -.001
324T 326T	2.00 2.00	1.845 1.845	.500 .500	3.91 3.91	32.0 32.0	8 8	6.25 6.25	10.50 12	5.25 5.25	5.25 5.25	15.94 15.94	17.1 17.1	0.66 0.66	15.75 15.75	2.215 +0.000 -.001
324TS 326TS	2.00 2.00	1.591 1.591	.500 .500	2.03 2.03	30.0 30.0	8 8	6.25 6.25	10.50 12	5.25 5.25	3.75 3.75	15.94 15.94	17.1 17.1	0.66 0.66	15.75 15.75	1.875 +0.000 -.001
364T 365T	3.00 3.00	2.021 2.021	.625 .625	4.28 4.28	34.2 34.2	9 9	7 7	11.25 12.25	5.88 5.88	5.88 5.88	17.81 17.81	18.5 18.5	0.66 0.66	17.69 17.69	2.375 +0.000 -.001
364TS 365TS	3.00 3.00	1.591 1.591	.500 .500	2.03 2.03	32.1 32.1	9 9	7 7	11.25 12.25	5.88 5.88	3.75 3.75	17.81 17.81	18.5 18.5	0.66 0.66	17.69 17.69	1.875 +0.000 -.001
404T 405T	3.00 3.00	2.450 2.450	.750 .750	5.65 5.65	39.5 39.5	10 10	8 8	12.25 13.75	6.25 6.25	7.25 7.25	19.90 19.90	19.6 19.6	0.81 0.81	17.50 17.50	2.875 +0.000 -.001
404TS 405TS	3.00 3.00	1.845 1.845	.500 .500	2.78 2.78	36.5 36.5	10 10	8 8	12.25 13.75	6.25 6.25	4.25 4.25	19.90 19.90	19.6 19.6	0.81 0.81	17.50 17.50	2.125 +0.000 -.001
444T 445T	3.00 3.00	2.875 2.875	.875 .875	6.91 6.91	45.6 45.6	11 11	9 9	14.50 16.50	7.50 7.50	8.50 8.50	21.9 21.9	21.7 21.7	0.81 0.81	19.94 19.94	3.375 +0.000 -.001
444TS 445TS	3.00 3.00	2.021 2.021	.625 .625	3.03 3.03	41.8 41.8	11 11	9 9	14.50 16.50	7.50 7.50	4.75 4.75	21.9 21.9	21.7 21.7	0.81 0.81	19.94 19.94	2.375 +0.000 -.001
447T 447TS	3.00 3.00	2.875 2.021	.875 .625	6.91 3.03	49.1 45.4	11 11	9 9	20 20	7.50 7.50	8.50 4.75	21.9 21.9	21.8 21.8	0.81 0.81	20.12 20.12	3.375 2.375
449T 449TS	3.00 3.00	2.875 2.021	.875 .625	6.91 3.03	54.1 50.3	11 11	9 9	25 25	7.50 7.50	8.50 4.75	21.9 21.9	21.8 21.8	0.81 0.81	20.12 20.12	3.375 2.375
S449LS S449SS	4.00 4.00	3.134 2.275	.875 .625	7.5 3.5	63.7 59.8	11 11	9 9	25 25	7.50 7.50	9.12 5.25	23.4 23.4	25.4 25.4	0.81 0.81	23.0 23.0	3.625 2.625

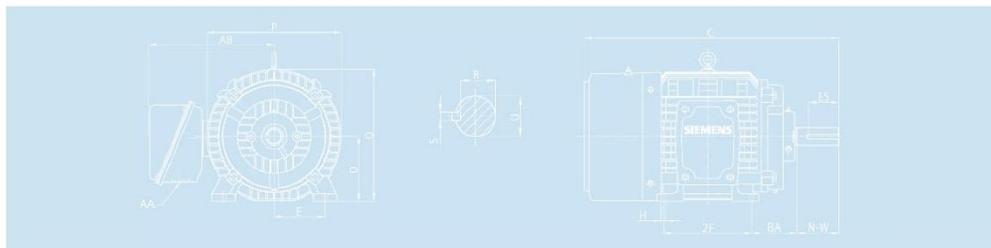


Figura 2.5 Hoja del catálogo Siemens dimensiones de motores

Dada las necesarias características de motor seleccionamos del catálogo siemens, el motor trifásico jaula de ardilla, de alta eficiencia totalmente cerrado modelo RGZESD Spiridon A7B10000007220 del que se ofrecen sus datos en la tabla 2.6.

**Tabla 2.6 Datos de chapa del motor**

Potencia en HP	Velocidad en rpm	Tensión a 60 Hz en Volts	Tamaño Armazón NEMA
200	1800	460	447T

Totalmente cerrados con ventilación exterior

Montaje: horizontal (F1)

Aislamiento clase F

Diseño NEMA B según norma MG-1

33°C temperatura ambiente a una altitud de 2300 msnm

40°C temperatura ambiente a una altitud de 1000 msnm

Factor de servicio: 1.25 Motores RGZESD

En la tabla 2.7 y 2.8 se muestran los datos característicos típicos a 460 V

**Tabla 2.7 Datos característicos a 460 V**

rpm síncrona	rpm asíncrona	Armazón	Corriente (a)			Letra de código
			En vacío	Plena carga	Arranque	
1800	1785	447T	60,0	225,0	1450	G

**Tabla 2.8 Datos característicos a 460 V**

Eficiencia nominal %			Factor de potencia			Par			Conexión
1/2	3/4	Plena carga	1/2	3/4	Plena carga	Nom lb-ft	Rotor bloq	Max	
96,0	96,1	95,8	81	86	87	588,0	150%	200%	D

## 2.4 Conclusiones parciales del capítulo 2

1-El ventilador de tiro forzado que existe actualmente debe ser sustituido por uno de 16 m<sup>3</sup>/s. Se propone un ventilador del fabricante ARMEE-BABCOCK con las características que se muestran en la tabla 2.5.

2-En condiciones de operación nominales la potencia que demandará el ventilador de tiro forzado es de 127,8 kW. Se selecciona un motor de 200 HP de la Siemens con los parámetros dados en las tablas 2.6 a la 2.8.

## Capítulo 3. Selección del variador de velocidad y análisis de factibilidad económica.

### 3.1 Determinación del flujo de vapor total generado en las calderas

Para conocer el flujo de vapor máximo que generan las tres calderas basta con sumar el flujo nominal que es capaz de producir cada una por separado como se plantea a continuación:

$$G_{vap\ total} = 3 * G_{vap} \quad Ec. 3.1$$

$$G_{vap\ total} = 3 * 35\ 000\ kg/h$$

$$G_{vap\ total} = 105\ 000\ kg/h$$

No se conoce la cantidad de vapor real que se consume en el proceso de producción de azúcar, pero es conocido que para este caso el proceso de producción consume todo el vapor demandado por los turbogeneradores el cual es posible calcularlo a partir de su índice de generación; por lo tanto:

$$G_{producido} = G_{turbos} + G_{reduc} \quad Ec. 3.2$$

Donde:

$G_{producido}$ : Flujo de vapor producido ( $kg/h$ ).

$G_{turbos}$ : Flujo de vapor consumido en los turbos ( $kg/h$ ).

$G_{reduc}$ : Flujo de vapor entregado a través de la válvula reductora ( $kg/h$ ).

Y el consumo del proceso para este caso se satisface con el vapor consumido en los turbos a capacidad de generación nominal sin necesidad de desviar vapor por la válvula reductora, por lo que:

$$G_{\text{Proceso}} = G_{\text{turbos}} = I_{\text{gen}} * Pot_{\text{inst}} \quad \text{Ec. 3.3}$$

Donde:

$I_{\text{gen}}$ : Índice de generación del turbogenerador ( $kg \text{ vap}/kWh$ ), para este caso  $10,62 \text{ kg vap}/kWh$ .

$Pot_{\text{inst}}$ : Potencia instalada ( $kW$ ), para este caso  $8\,000 \text{ kW}$ .

Esto se traduce en que:

$$G_{\text{Proceso}} = 10,62 \frac{kgvap}{kWh} * 8\,000 \text{ kW} = 85\,000 \text{ kg vap/h}$$

Con este resultado se determina que el ingenio demanda un 80 % de su capacidad instalada para condiciones nominales. Pero el ingenio no está operando de manera estable de forma permanente, por lo que para determinar el rango de trabajo se realizó un análisis estadístico de la molida de caña en la zafra 2015-2016 utilizando el software MATLAB se puede asegurar que hay un 80% de probabilidad de que la molida se encuentre por encima de 2 500 t/día (ver Anexo 1). Si se tiene en cuenta que el ingenio es capaz de moler 125 t/h, entonces hay un 80% de probabilidad de que muele por encima del 83 % de la capacidad de molida. Esta molida (2500 t/h) se considerará en este estudio como la condición de operación mínima para los análisis posteriores. Por otro lado, del mismo análisis estadístico se obtiene que la molida promedio es de 2878 t/día, siendo esta otra condición a considerar. En resumen, se considera que el central trabaja entre el 83% y el 100 % de su capacidad y la producción de vapor para estas condiciones es:

$$G_{\text{vap } 100\%} = 85\,000 \text{ kgvap/h}$$

$$G_{\text{vap } 83\%} = (t/dia)/24 \text{ h} * kgvap/t * 1000 = \frac{2500}{24} * 0.68 * 1000 = 70\,833 \text{ kg/h}$$

$$G_{\text{vap promedio}} = (t/dia)/24 \text{ h} * kgvap/t * 1000 = \frac{2878}{24} * 0.68 * 1000 = 82\,000 \text{ kg/h}$$

Donde:

$G_{vap\ 100\%}$ ,  $G_{vap\ 83\%}$  y  $G_{vap\ promedio}$  son los flujos de vapor producido al 100% de molida, al 83% de molida y a la razón de molida promedio respectivamente, en (kg/h)

$t/día$ : Toneladas de caña molida por día.

$kgvap/t$ : kg de vapor por toneladas de caña. (se asume el actual % de vapor /% caña, igual a 0,68)

Para el cálculo económico se tendrá en cuenta el valor promedio.

### 3.2 Volumen de aire a suministrar por los ventiladores de tiro forzado para diferentes condiciones.

Se desarrolló una hoja de cálculo electrónico en Excel para el cálculo del volumen de aire a suministrar a cada caldera y los resultados se muestran en las tablas 3.1 a la 3.3.

**Tabla 3.1 Molida al 100% y distribución de la generación por igual en las tres calderas.**

Calderas	1	2	3
Flujo de vapor (kg/h)	28 000	28 000	28 000
Porcentaje de explotación de la caldera (%)	80	80	80
Caudal a suministrar por el ventilador de tiro forzado (m <sup>3</sup> /s)	10.4	10.4	10.4
Carga estática a vencer (Pa)	4600	4600	4600
Generación de vapor total (kg/h)	8 5000		

**Tabla 3.2 Molida promedio (2878 t/día), dos calderas al 80% y la tercera supliendo el resto**

Calderas	1	2	3
Flujo de vapor (kg/h)	28 000	28 000	27 300
Porcentaje de explotación de la caldera (%)	80	80	78
Caudal a suministrar por el ventilador de tiro forzado (m <sup>3</sup> /s)	10.4	10.4	9.9
Carga estática a vencer (Pa)	4600	4600	1 819,78
Generación de vapor total (kg/h)	82 000		

**Tabla 3.3 Molida mínima (2500 t/día), dos calderas al 80% y la tercera supliendo el resto**

Calderas	1	2	3
Flujo de vapor (kg/h)	28 000	28 000	14 700
Porcentaje de explotación de la caldera (%)	80	80	42
Caudal a suministrar por el ventilador de tiro forzado (m <sup>3</sup> /s)	10.4	10.4	5.4
Carga estática a vencer (Pa)	46000	4600	541,42
Generación de vapor total (kg/h)	70 833		

### 3.3 Selección del rango de velocidades

La velocidad máxima es la de trabajo del ventilador, o sea 1600 rpm para 16 m<sup>3</sup>/s.

La velocidad mínima se determina de acuerdo a las leyes de afinidad conociendo los caudales máximos y mínimos. El caudal mínimo se corresponde con la condición de molida mínima dada en la tabla 3.3 y es de 5,4 m<sup>3</sup>/s. Aplicando la ecuación 1.2, se tiene:

$$Q' = \left(\frac{n'}{n}\right)^3 Q, \text{ o sea:}$$

$$n' = \left(\frac{Q'}{Q}\right)^{\frac{1}{3}} * n = \frac{5,4}{16} * 1600 = 540 \text{ rpm}$$

### 3.4 Selección del variador de velocidad

Para la selección del variador de velocidad hay que tener en cuenta los siguientes datos:

#### Características del motor

Potencia – 149 kW

Tensión nominal – 460 V

Frecuencia nominal – 60 Hz

Corriente nominal – 225 A

Velocidad nominal – 1800 rpm

#### Tipo de carga

Carga tipo ventilador centrífugo de par variable o cuadrático

#### Condiciones ambientales y de trabajo

Altura sobre el nivel del mar inferior a 1000 m y temperatura ambiente por debajo de 50°C. Ubicado en un cuarto de control con buenas condiciones ambientales, ausencia de polvos magnéticos, polvos conductivos y ambiente seco.

#### Condiciones nominales de la red

Tensión nominal – 460 V

Frecuencia – 60 Hz

### **Necesidades para el control**

Se necesita al menos una entrada analógica (señales de 0 a 10 V DC o de 0 a 20 mA DC) para ser usada en dar referencia de carga o presión al variador de velocidad.

De acuerdo a lo planteado anteriormente pasamos a la selección del variador de velocidad, siendo seleccionado un variador MICROMASTER 430 del Catálogo Motores Eléctricos SIEMENS, ver el anexo 2, sus datos se muestran en la tabla de 3.4; ver el anexo 3

**Tabla 3.4 Selección MICROMASTER 430** (motores eléctricos Siemens, 2018)

Potencia kW	HP	Corriente de entrada asignada (A)	Corriente de salida asignada (A)	Tamaño de caja (FS)	MICROMASTER 430 sin filtro <sup>(4)</sup>
132	200	245,0 <sup>2)</sup>	250	FX	6SE6430-2UD41-3FA0

### **3.5 Factibilidad económica del uso de variadores en el ventilador de tiro forzado de la caldera EVELMA III del UEB central 14 de Julio.**

Para determinar la factibilidad económica es necesario comparar dos variantes, una primera variante de usar dámetros y la otra usar variadores en condiciones de consumo promedio de las calderas, para determinar la curva de % de demanda de potencia contra % de demanda de caudal, nos apoyaremos en el software PlotDigitizer y una hoja Excel, pero para ello primero necesitaremos conocer

Cálculo de la demanda de potencia de los ventiladores de tiro forzado utilizando el método de regulación mediante dámetros a la descarga

Se conoce que de los tres ventiladores de tiro forzado hay dos con dámperes a la salida y uno con dámperes a la entrada. Es necesario conocer que para el caso de demanda promedio:

Potencia nominal del motor = 149 kW

Eficiencia 100 % de carga = 95.8 %

Eficiencia 3/4 de carga = 96.1 %

Caudal máximo = 16 m<sup>3</sup>/s

Caudal promedio de los ventiladores uno y dos de tiro forzado con dámperes a la salida

Caudal suministrado por el ventilador = 10,4 m<sup>3</sup>/s (tabla 3.2); por tanto %Q =  $\frac{10.4}{16} = 65 \%$  al que le corresponde un 56,9% de demanda de potencia para este caudal por lo que el consumo de potencia para este ventilador será:

$$Pot_{demandada} = \%Pot * Potnom \quad Ec. 3.8$$

$$Pot_{demandada} = 0,569 * 149kW = 84,7 kW$$

En este caso el factor de carga del motor es de 57% y la eficiencia del mismo es 96% para estas condiciones, de manera que la potencia de entrada es:

$$Pot_{eléctrica} = \frac{84,7 kW}{0.96} = 88 kW$$

Como son dos ventiladores en las mismas condiciones entonces la potencia eléctrica demandada por los dos es 176 kW.

Caudal promedio del ventilador de tiro forzado con dámperes a la entrada

Para el ventilador tres el caudal suministrado es =9,9 m<sup>3</sup>/s (tabla 3.2), por lo que %Q= $\frac{9,9}{16} = 61\%$  al que le corresponde un 92 % de demanda de potencia para este caudal, por lo que el consumo de potencia será:

$$Pot_{demandada} = \%Pot * Potnom = 0,92 * 149kW = 137 kW \quad Ec. 3.8$$

El factor de carga es 0.92 por lo que la eficiencia es de 96% y la demanda de potencia eléctrica es:

$$Pot_{eléctrica} = \frac{137 \text{ kW}}{0.96} = 142,7 \text{ kW}$$

La potencia total consumida por los tres ventiladores cuando se regulan con el método de dámperes es 318,7 kW

### Consumo de energía promedio en una zafra regulando mediante dámperes

$$E_{Dampers} = Pot_{Total consumida} * 24 \frac{h}{día} * 130 \text{ dias} * \% \text{ aprovechamiento norma potencial}$$

Ec. 3.9

$$E_{Dampers} = 318,7 \text{ kW} * 24 \frac{h}{día} * 130 \text{ dias} * 0,96 = 954 570,24 \text{ kWh}$$

### Consumo de potencia del ventilador de tiro forzado utilizando variadores de velocidad para las condiciones promedio de trabajo de la caldera.

Como ya sabemos los variadores de velocidad sacan partido de las leyes de proporcionalidad de los ventiladores. En condiciones nominales se tiene:

$$n = 1600 \text{ rpm y } Q = 16 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para los ventiladores que trabajan con 10,4 m<sup>3</sup>/s la velocidad de trabajo se calcula como:

$$n' = \frac{Q'}{Q} * n = \frac{10,4}{16} * 1600 = 1040 \text{ rpm}$$

Para esta velocidad la potencia se calcula como:

$$Pot' = \left(\frac{n'}{n}\right)^3 Pot$$

$$Pot' = \left(\frac{1040}{1600}\right)^3 * 149 \text{ kW} = 40,91 \text{ kW}$$

La potencia eléctrica considerando 96% de eficiencia se calcula como:

$$Pot_{eléctrica} = \frac{40,91 \text{ kW}}{0.96} = 42,61 \text{ kW}$$

Para los dos ventiladores será igual a 85,22 kW

Para el caso del ventilador que mueve 9,9 m<sup>3</sup>/s, la velocidad de trabajo es:

$$n' = \frac{Q'}{Q} * n = \frac{9,9}{16} * 1600 = 990 \text{ rpm}$$

La potencia demandada por el ventilador será:

$$Pot' = \left(\frac{990}{1600}\right)^3 * 149 \text{ kW} = 35,29 \text{ kW}$$

y con 96% de eficiencia la demanda eléctrica del motor es:

$$Pot_{el\u00e9ctrica} = \frac{35,29 \text{ kW}}{0,96} = 36,7 \text{ kW}$$

El total de potencia utilizando variadores es 121,92 kW

### Consumo Promedio en una zafra con el uso de variadores

$$E_{variadores} = Pot_{Total consumida} * 24 \frac{h}{dia} * 130 \text{ dias} * Norma \text{ potencial} \quad Ec. 3.9$$

$$E_{variadores} = 121,92 \text{ kW} * 24 \frac{h}{d\u00eda} * 130 \text{ dias} * 0,96 = 365 \ 174,78 \text{ kWh}$$

### C\u00e1lculo de ahorro de energ\u00eda

$$\Delta E = E_{Dampers} - E_{variadores} \quad Ec. 3.10$$

$$\Delta E = 954 \ 570,24 \text{ kWh} - 365 \ 174,78 \text{ kWh} = 589 \ 395,46 \text{ kWh}$$

Como el central se encuentra sincronizado al Sistema El\u00e9ctrico Nacional (SEN) y vende la energ\u00eda que le sobra los ingresos se calculan a partir del precio de venta promedio de la energ\u00eda el\u00e9ctrica

### Costo de inversi\u00f3n para adquirir los variadores

El precio de cada variador de velocidad seleccionado es de \$ 19 303,68, (SIEMENS, 2016), por lo que el costo total de los tres variadores es \$ 57 912.

### **3.6 C\u00e1lculo de la tarifa el\u00e9ctrica de venta**

La tarifa de compra de electricidad a cogeneradores para cada horario del d\u00eda seg\u00fan la resoluci\u00f3n 283 del 17 de junio de 2014 dice que:

Horario del día (5:00 am a 5:00pm):  $(0,0254 * K + 0,012) * \Delta E$

Horario de madrugada (9:00 pm a 5:00 am):  $(0,0169 * K + 0,012) * \Delta E$

Horario pico (5:00 pm a 9:00 pm):  $(0,0327 * K + 0,012) * \Delta E$

Donde:

$K$  es el factor de combustible que establece el Ministerio de Finanzas y Precios, en este caso es 3,1857 y  $\Delta E$  es la energía vendida en el horario correspondiente.

Considerando esta tarifa, el precio promedio del kWh vendido al SEN es de 0.0877 \$/kWh.

Los datos para el análisis económico se muestran en la tabla 3.5

Tabla 3.5 Indicadores económicos utilizados

<b>Datos para el análisis económico</b>	
Precio de la energía, \$/kWh	0,0877
Inflación de la energía, % anual	3
Impuestos sobre la ganancia, %	35
Interés bancario, %	8
Días de zafra	130
% aprovechamiento de la capacidad del central	96
Tiempo de operación anual, h	2995,2
Margen de riesgo, %	2
Vida útil de la inversión, año	10

Los resultados del análisis de factibilidad se muestran en la tabla 3.6

Tabla 3.6 Cálculo del valor presente neto (VPN) de la inversión propuesta

<b>Cálculo de los ahorros</b>						
Año	0	1	2 .....	9	10	
Costo del kWh, pesos		0,0877	0,0903 .....	0,1111	0,1144	
Ahorro en energía, \$		51689,98	53240,68 .....	65479,32	67443,70	
<b>Datos iniciales</b>						
Ingresos (I), USD		51689,98	53240,68 .....	65479,32	67443,70	
Gastos (G), USD		0	0 .....	0	0	
Costo inversión (K <sub>0</sub> ), pesos	57912,00					
Tasa de descuento (d) , %		8	8 .....	8	8	
Tasa de inflación (f), %		3	3 .....	3	3	
Margen de riesgo, %		2	2 .....	2	2	
Tasa de impuestos (t), %		35	35 .....	35	35	
Vida útil estimada, años		10	10 .....	10	10	
<b>Resultados</b>						
Año	0	1	2	9	10	
Depreciación (Dep), pesos		5791,2	5791,2 .....	5791,2	5791,2	
Flujo de caja (Fc), pesos	-57912	35625,41	36633,36 .....	44588,48	45865,33	
Tasa de descuento real (D)		0,08	0,08 .....	0,08	0,08	
Tasa de descuento real con margen (D)		0,10	0,10 .....	0,10	0,10	
Factor de descuento		0,91	0,83 .....	0,42	0,39	
Flujo de caja descontado (Fd), pesos		32386,73	30275,51 .....	18909,87	17683,07	
Flujo descontado acumulado (Fda), pesos	-57912	-25525,27	4750,24 .....	168142,86	185825,93	
<b>VPN, pesos</b>	<b>185825,93</b>					

El flujo de caja descontado en función del tiempo se muestra en la figura 3.1

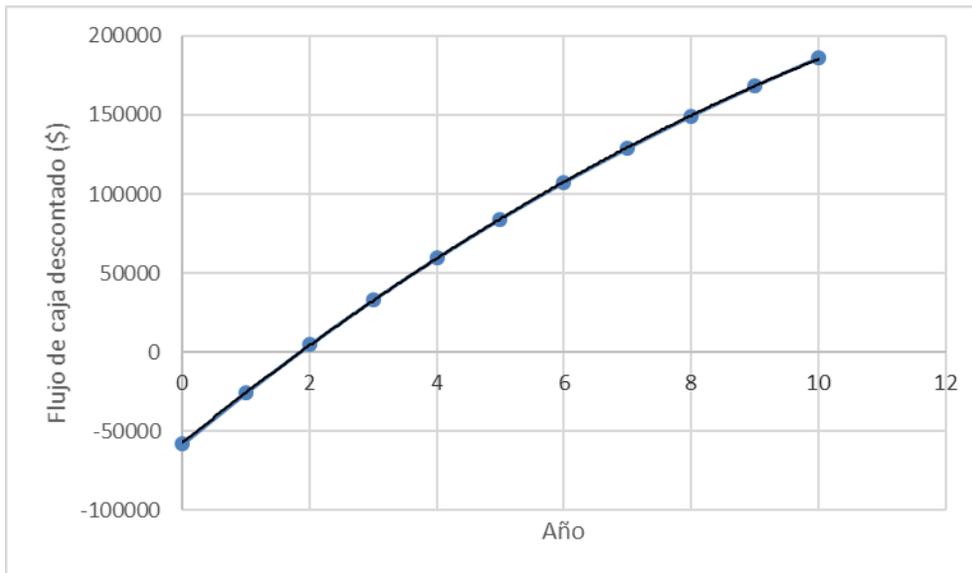


Figura 3.1 Flujos de caja vs tiempo

Como se puede apreciar del análisis anterior, el VPN es positivo por lo que la inversión es factible y se recupera en el segundo año de explotación.

### **3.7 Conclusiones parciales del capítulo**

1-Se seleccionaron los variadores de velocidad para los ventiladores de tiro forzado para condiciones promedio de operación. Los variadores seleccionados son MICROMASTER 430, tipo 6SE6430-2UD41-3FA0, potencia nominal 132kW/200HP, corriente de salida 250 A, con un costo de inversión de \$ 57 91104.

2- El ahorro estimado por empleo de variadores de velocidad en ventiladores de tiro forzado es de 589 395,46 *kWh/zafra* en comparación con el método actual de regulación por dámperes tanto a la entrada como a la salida de los ventiladores.

3-La inversión propuesta es factible teniendo un VPN de \$ 185 825,93 y un periodo de recuperación de 2 años.

## Conclusiones generales

1-Para el caso de cargas tipo ventiladores, el método de regulación de caudal más eficiente y que aporta mayores ahorros energéticos es el método de variación de velocidad.

2-Se verificó el caudal de aire a manejar por los VTF de las calderas del central 14 de julio y se comprobó la necesidad de sustituir los mismos por otros de mayor capacidad para hacer efectiva la modificación realizada a las calderas con el objetivo de elevar su capacidad de 25 a 35 t/h.

3-Los ventiladores seleccionados para estas calderas son tipo 14/30-RUK/900/RD360/AL.

4-Se propone el empleo de variadores tipo 6SE6430-2UD41-3FA0 para el control del tiro forzado, lo que representa un potencial de ahorro aproximado de *589 MWh/zafra*

5-La solución propuesta no solo representa una oportunidad técnica, sino que constituye una oportunidad económica, ya que la energía ahorrada se puede vender al SEN y representa ingresos adicionales del orden de los \$51 689/zafra.

6-La propuesta de invertir en variadores de velocidad para el control de los VTF es factible económicamente siendo el VPN de \$ 185 825,93 y dicha inversión se recupera en el segundo año de explotación.

## **Recomendaciones**

A partir de los resultados obtenidos en este trabajo se recomienda:

- 1-Continuar la investigación para incluir los ventiladores de aire secundario.
- 2-generalizar el estudio a otros centrales de la provincia.

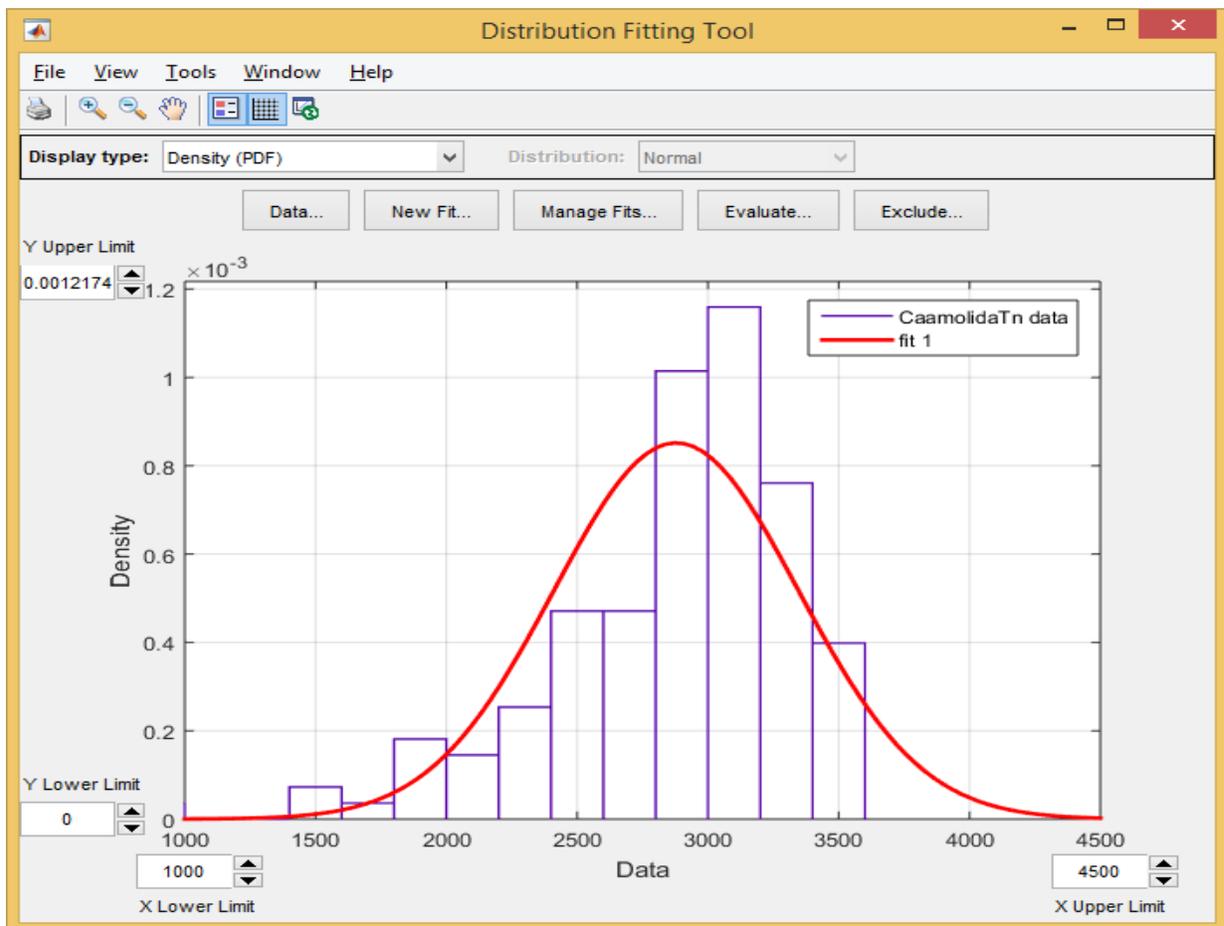
## Bibliografía

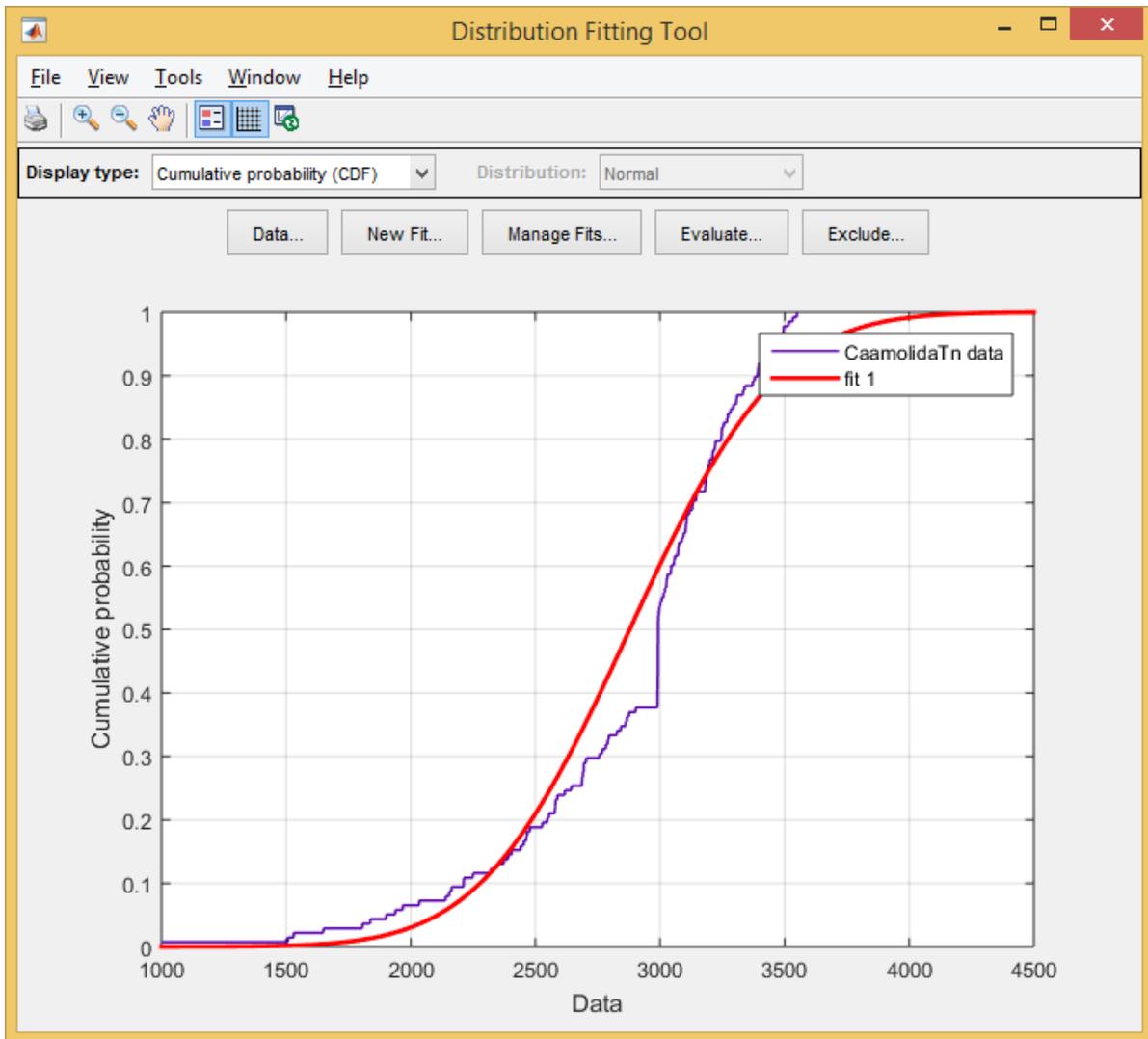
- Armee-Babcock. (2018). *Ventiladores Industriales de Aspa Radial*. Obtenido de Ventiladores Industriales de Aspa Radial: Recuperado de <http://www.armee.com.mx>.
- Colectivo de Autores. (2015). *Eficiencia energética en sistemas de Bombeo y Ventilación*. Cienfuegos: CEEMA.
- Chicago Blower Argentina S.A. (2006). *Clasificación de los ventiladores industriales*. Recuperado de [http://www.chiblosa.com.ar/spanish/herramientas/teoria\\_de\\_los\\_ventiladores](http://www.chiblosa.com.ar/spanish/herramientas/teoria_de_los_ventiladores)
- Church, A. (1987). *Bombas y máquinas soplantes centrífugas. Su teoría, cálculo, construcción y funcionamiento*. La Habana, Cuba: Ediciones Revolucionaria.
- Electrical-engineering. (2013). *5 pasos para elegir el mejor motor para su aplicación*. Recuperado de <http://www.infopl.net/documentacion/21-motion-control-motores/1823>
- Hugot, E. (1986). *Manual para ingenios azucareros*. La Habana, Cuba: Revolucionaria.
- Iguren. (2017). *Variadores de Frecuencia en Ventiladores – Ahorros*. Recuperado de <https://iguren.es/blog/variadores-de-frecuencia-en-ventiladores/>
- Instalaciones y Eficiencia Energética Corporación. (2018). *Ahorro de energía con variadores de frecuencia*. Recuperado de <https://instalacionesyeficienciaenergetica.com/variador-de-frecuencia-ahorro-energia/>
- Leon, G.d (6 de Junio de 2018). *Explotación de las calderas en el Central Azucarero 14 de Julio*. (R. Herrera Chavez, Entrevistador)
- Mancilla, J. M. (2011). *Variadores de velocidad y arrancadores electrónicos*.
- Maquituls. (2017). *Ahorrar energía con variadores de frecuencia*. Recuperado de <http://www.maquituls.es>
- Motores eléctricos Siemens. (2018). *Catálogo general SDO3 2018*.
- Muñoz, M. (2015). *Guía para determinar y reducir pérdidas de energía en generadores de vapor*. CENGICAÑA.
- Pfleiderer, C. (1960). *Bombas centrífugas y turbocompresores*. Barcelona, España: Editorial Labor, S.A.
- Rizhkin.V.Ya. (1979). *Centrales Termo/Electricas*. La Habana, Cuba: Pueblo y Educación.
- Salvador Escoda S.A. (2010). *Manual para la ventilación*. Barcelona: 2da ed.
- Sanchis, J. C. (2017). *Tiro en calderas industriales*. Recuperado de <https://es.scribd.com/document/367739450/>
- SIEMENS. (2016). *SIEMENS-Variador de frecuencia MICROMASTER 430*. Obtenido de SIEMENS-Variador de frecuencia MICROMASTER 430. Recuperado de <https://inverterdrive.com/group/AC-Inverter-Drives-400V/Siemens-Micromaster-430-160kW-132kW-400V/>

- SODECA. (2017). *Ventilacion basica*. Recuperado de <https://es.scribd.com/document/43963328/Sodeca-Ventilacion-Basica>
- Treto, B. M. (2009). *Metodologia para el diseño hidraulico y mecanico de ventiladores centrifugos para tiro inducido y forzado en generadores de vapor de la industria azucarera*. Cienfuegos, Cuba.
- UNEFA APURE. (2013). Obtenido de Generadores de vapor en la industria azucarera: Recuperado de <http://www.sigweb.cl/p13.php?cod=21>
- Yanes, J. P. (2016). *Mecánica de los fluidos y maquinas de flujos*. Cienfuegos, Cuba: Universidad de Cienfuegos.
- Yunus A.Cengel, & A. (2011). *Termodinámica (7 ed)*. Mexico.

# Anexos

## Anexo 1, Ajuste de distribución de la molidora diaria del central 14 de Julio.





Distribution: Normal  
 Log likelihood: -1043.9  
 Domain:  $-\text{Inf} < y < \text{Inf}$   
 Mean: 2878.47  
 Variance: 219349

Parameter	Estimate	Std. Err.
mu	2878.47	39.8683
sigma	468.347	28.3456

Estimated covariance of parameter estimates:

	mu	sigma
mu	15 89.48	-1.04459e-12
sigma	-1.04459e-12	803.475

## Anexo 2 Especificaciones técnicas del variador

MICROMASTER 430

### Especificaciones técnicas MICROMASTER 430

<b>Tensión de red y gama de potencias</b>	3 AC 380 V a 480 V ± 10 % 7,5 kW a 250 kW (variable torque)			
<b>Frecuencia de red</b>	47 Hz a 63 Hz			
<b>Frecuencia de salida</b>	7,5 kW a 90 kW	0 Hz a 650 Hz		
	110 kW a 250 kW	0 Hz a 267 Hz		
<b>Factor de potencia</b>	≥ 0,95			
<b>Rendimiento del convertidor</b>	7,5 kW a 90 kW	96 % a 97 %		
	110 kW a 250 kW	97 % a 98 %		
<b>Capacidad de sobrecarga</b>	7,5 kW a 90 kW	Corriente de sobrecarga 1,4 x la intensidad de salida asignada (es decir, el 140 % de la capacidad de sobrecarga) durante 3 s y 1,1 x la intensidad de salida asignada (es decir, el 110 % de la capacidad de sobrecarga) durante 60 s, tiempo de ciclo 300 s		
	110 kW a 250 kW	Corriente de sobrecarga 1,5 x la intensidad de salida asignada (es decir, el 150 % de la capacidad de sobrecarga) durante 1 s y 1,1 x la intensidad de salida asignada (es decir, el 110 % de la capacidad de sobrecarga) durante 60 s, tiempo de ciclo 300 s		
<b>Corriente de pre carga</b>	No superior a la corriente de entrada asignada			
<b>Método de control</b>	Característica v/f lineal; característica v/f cuadrática; característica multipunto (característica v/f parametrizable); regulación corriente-flujo (FCC), modo de ahorro de energía			
<b>Frecuencia de pulsación</b>	7,5 kW a 90 kW	4 kHz (estándar)		
	110 kW a 250 kW	2 kHz a 16 kHz (en escalones de 2 kHz)		
		2 kHz (estándar)		
		2 kHz a 4 kHz (en escalones de 2 kHz)		
<b>Frecuencias fijas</b>	15, parametrizables			
<b>Bandas de frecuencia inahibibles</b>	4, parametrizables			
<b>Resolución de consigna</b>	0,01 Hz digital 0,01 Hz serial 10 bit analógica			
<b>Entradas digitales</b>	6 entradas digitales parametrizables, aisladas galvánicamente; seleccionable PNP/NPN			
<b>Entradas analógicas</b>	2 entradas analógicas parametrizables • 0 V a 10 V, 0 mA a 20 mA y -10 V a +10 V (AIN1) • 0 V a 10 V y 0 mA a 20 mA (AIN2) • ambas aplicables como séptima octava entrada digital			
<b>Salidas por relé</b>	3, parametrizables, DC 30 V/5 A (carga óhmica); AC 250 V/2 A (carga inductiva)			
<b>Salidas analógicas</b>	2, parametrizables (0/4 mA a 20 mA)			
<b>Interfaces seriales</b>	RS-485, opcional RS-232			
<b>Longitud del cable del motor</b>	7,5 kW a 90 kW sin bobina de salida	máx. 50 m (con apantallamiento) máx. 100 m (sin apantallamiento)		
	con bobina de salida 110 kW a 250 kW sin bobina de salida	véanse los accesorios selectivos del convertidor		
	con bobina de salida	máx. 100 m (con apantallamiento) máx. 150 m (sin apantallamiento)		
	con bobina de salida	véanse los accesorios selectivos del convertidor		
<b>Compatibilidad electromagnética</b>	7,5 kW a 90 kW para convertidores sin filtro	Convertidor disponible con filtro integrado de la clase A		
	7,5 kW a 15 kW	filtro CEM disponible como accesorio, clase B según EN 55 011, disponible como accesorio filtro CEM		
	18,5 kW a 90 kW	clase B, a través de la Cía. Schaffner		
	110 kW a 250 kW	filtro CEM, clase A, disponible como accesorio		
<b>Frenado</b>	por inyección de corriente continua, combinado			
<b>Grado de protección</b>	IP20			
<b>Temperatura de funcionamiento</b>	7,5 kW a 90 kW	-10 °C a +40 °C (+14 °F a +104 °F)		
	110 kW a 250 kW	0 °C a +40 °C (+32 °F a +104 °F)		
<b>Temp. de almacenamiento</b>	-40 °C a +70 °C (-40 °F a +158 °F)			
<b>Humedad relativa del aire</b>	95 % (condensación no permitida)			
<b>Altitud de instalación</b>	7,5 kW a 90 kW	hasta 1000 m sobre el nivel del mar sin reducción de potencia		
	110 kW a 250 kW	hasta 2000 m sobre el nivel del mar sin reducción de potencia		
<b>Funciones de protección para</b>	tensión mínima, sobretensión, sobrecarga, defecto a tierra, cortocircuito, vuelco del motor, bloqueo del motor, sobretemperatura en motor, sobretemperatura en convertidor y bloqueo de parámetros			
<b>Conformidad con normas</b>	7,5 kW a 90 kW	UL, cUL, CE-c-tick		
	110 kW a 250 kW	UL en preparación, cUL en preparación, CE		
<b>Marcado &gt;</b>	según la Directiva sobre baja tensión 73/23/CEE			
<b>Caudal de aire de refrigeración necesario, pesos y dimensiones (sin accesorios)</b>	Tam. de caja (FS)	Caudal de aire de refrigeración necesario (l/s)/(CFM)	Al x An x Pr (mm)	Peso aprox. (kg)
	C	54,9/116,3	245 x 185 x 195	5,7
	D	2 x 54,9/2 x 116,3	520 x 275 x 245	17
	E	2 x 54,9/2 x 116,3	650 x 275 x 245	22
	F sin filtro	150/317,79	850 x 350 x 320	56
	F con filtro	150/317,79	1150 x 350 x 320	75
	FX	225/478,13	1400 x 326 x 356	116
	GX	440/935	1533 x 326 x 545	176

CEM: Cubie Flow por Minuto

## Anexo 3 Hoja del catálogo SIEMENS para selección del variador

MICROMASTER 430

### Tabla de selección MICROMASTER 430

Tensión de red AC 380 V a 480 V

Potencia kW	HP	Corriente de entrada asignada (A)	Corriente de salida asignada (A)	Tamaño de caja (FS)	MICROMASTER 430 sin filtro <sup>4)</sup>	MICROMASTER 430 con filtro integrado clase A <sup>3)</sup>
7.5	10	17.3 <sup>1)</sup>	19	C	6SE6430-2UD27-5CA0	6SE6430-2AD27-5CA0
11.0	15	23.1 <sup>1)</sup>	26	C	6SE6430-2UD31-1CA0	6SE6430-2AD31-1CA0
15.0	20	33.8 <sup>1)</sup>	32	C	6SE6430-2UD31-5CA0	6SE6430-2AD31-5CA0
18.5	25	37.0 <sup>1)</sup>	38	D	6SE6430-2UD31-8DA0	6SE6430-2AD31-8CA0
22	30	43.0 <sup>1)</sup>	45	D	6SE6430-2UD32-2DA0	6SE6430-2AD32-2CA0
30	40	59.0 <sup>1)</sup>	62	D	6SE6430-2UD33-0DA0	6SE6430-2AD33-0CA0
37	50	72.0 <sup>1)</sup>	75	E	6SE6430-2UD33-7EA0	6SE6430-2AD33-7CA0
45	60	87.0 <sup>1)</sup>	90	E	6SE6430-2UD34-5EA0	6SE6430-2AD34-5CA0
55	75	104.0 <sup>1)</sup>	110	F	6SE6430-2UD35-5FA0	6SE6430-2AD35-5CA0
75	100	139.0 <sup>1)</sup>	145	F	6SE6430-2UD37-5FA0	6SE6430-2AD37-5CA0
90	120	169.0 <sup>1)</sup>	178	F	6SE6430-2UD38-8FA0	6SE6430-2AD38-8CA0
110	150	200.0 <sup>2)</sup>	205	FX	6SE6430-2UD41-1FA0	---
132	200	245.0 <sup>2)</sup>	250	FX	6SE6430-2UD41-3FA0	---
160	250	297.0 <sup>2)</sup>	302	GX	6SE6430-2UD41-6GA0	---
200	300	354.0 <sup>2)</sup>	370	GX	6SE6430-2UD42-0GA0	---
250	350	442.0 <sup>2)</sup>	477	GX	6SE6430-2UD42-5GA0	---

1) Condiciones marginales: Corriente de entrada en valor nominal, vale para la tensión de cortocircuito de la red  $U_c = 2\%$ , referida a la potencia nominal del convertidor y la tensión nominal de la red de 400 V, sin bobina de conmutación de red.

2) Condiciones marginales: Corriente de entrada en valor nominal, válida para la tensión de cortocircuito de la red  $U_k \geq 2.33\%$ , referida a la potencia nominal del convertidor y a la tensión nominal de la red de 400 V.

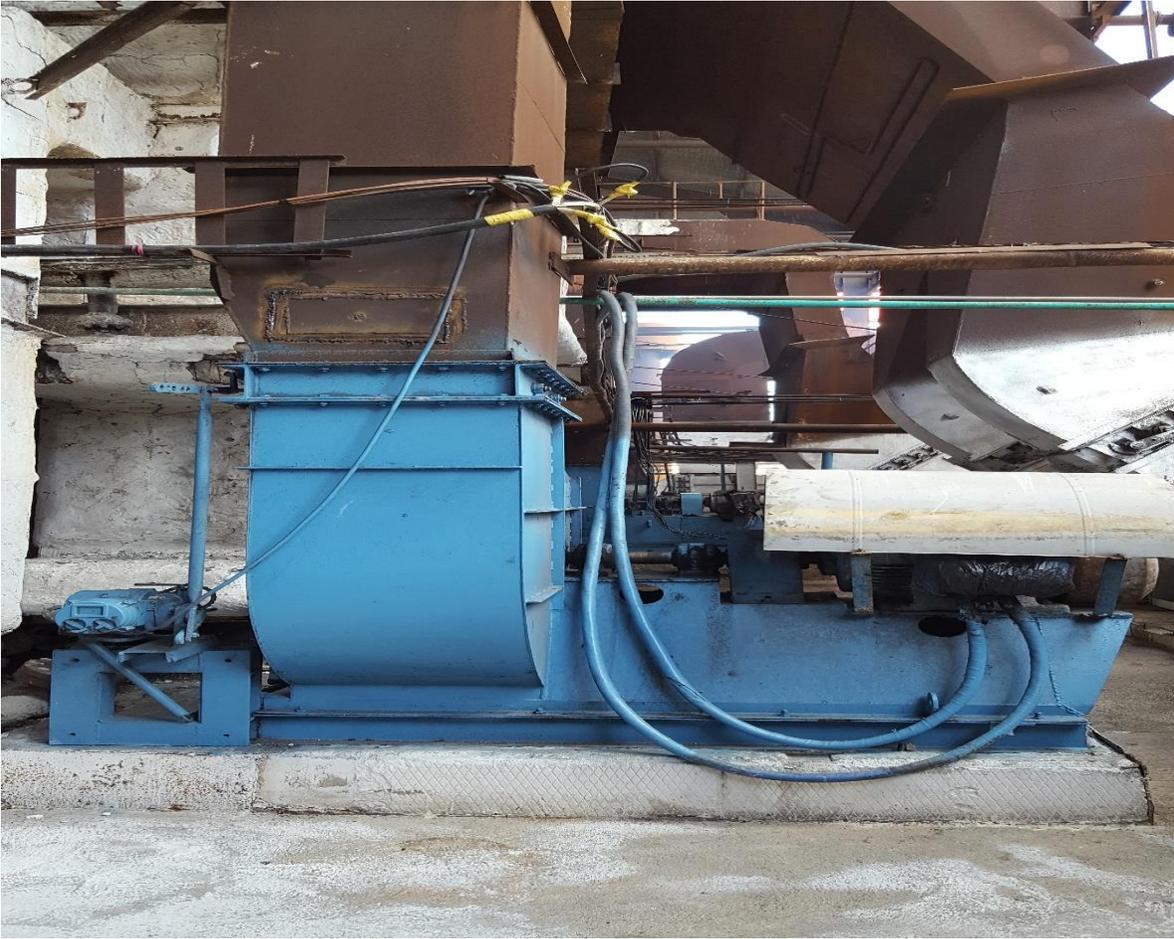
3) En redes sin puesta a tierra no está permitido usar convertidores MICROMASTER con filtro integrado.

4) Adecuado para aplicaciones industriales.

Todos los MICROMASTER 430 se entregan con panel SDP (Status Display Panel). El panel BOP-2 y los demás accesorios se deberán pedir por separado.



**Anexo 4 Ventilador de tiro forzado instalado en la UEB central 14 de Julio**



Anexo 5 datos de chapa del ventilador

